

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DE CORTE PARA
LÁMINAS DE MADERA**

CAMILO ANTONIO SÁNCHEZ VANEGAS

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2012

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DE CORTE PARA
LÁMINAS DE MADERA**

CAMILO ANTONIO SÁNCHEZ VANEGAS

**Trabajo de Grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

Director

ISNARDO GONZALEZ JAIMES

Ingeniero Mecánico

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECAÑICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2012

DEDICATORIA

A Dios por darme la fortaleza y la constancia para cumplir cada meta.

A mis padres Julio y Blanca y a mi hermana Claudia por el amor, la confianza y el apoyo que me brindan en todo momento.

A mi abuela Ana Delina y a mi abuelo José Antonio por sus oraciones y por su cariño.

A toda mi familia, en especial a mis primos Jesús y Alexander por su colaboración incondicional.

A mi novia Karem por su cariño y constante apoyo.

A todos mis compañeros y amigos de universidad por su colaboración durante el transcurso de la carrera. En especial Sergio Rivero, Nelson Jaimes y Juan Pablo Domínguez.

Camilo Sánchez.

AGRADECIMIENTOS

Expreso los más sinceros agradecimientos al profesor Isnardo González Jaimes director del proyecto por su respaldo, colaboración y asesoría en el desarrollo del presente trabajo de grado.

Camilo Sánchez.

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	22
1. EL PROBLEMA DE CORTE DE LÁMINAS DE MADERA EN LAS PEQUEÑAS Y MEDIANAS EMPRESAS	24
1.1 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO	24
1.2 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO	27
1.2.1 Objetivo General	27
1.2.2 Objetivos Específicos	27
2. GENERALIDADES DE LAS LÁMINAS DE MADERA	29
2.1 TABLEROS AGLOMERADOS	29
2.1.1 Aglomerados de fibras orientadas	30
2.1.2 Aglomerados de tres capas	30
2.1.3 Aglomerados decorativos	30
2.1.4 Aglomerados de una capa	31
2.1.5 Norma técnica colombiana NTC 2261	31
2.2 TABLEROS DE MADERA CONTRACHAPADA	33
2.2.1 Chapas de madera NTC 795	33
2.2.2 Clasificación de tableros de madera contrachapada NTC 698	35
2.3 TABLEROS DE FIBRAS	36
2.3.1 Tableros de fibras de alta densidad	36
2.3.2 Tableros de fibras de densidad media (MDF)	37
3. PROCESO DE DISEÑO CONCEPTUAL	38
3.1 NECESIDADES DEL CONSUMIDOR	38

3.2 PARAMETROS DE DISEÑO	39
3.3 MATRIZ DE CALIDAD (QFD)	39
3.4 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS CONCEPTUALES	41
3.4.1 Alternativa 1: maquina de corte tipo sierra sinfín	41
3.4.2 Alternativa 2: sierra circular de banco	42
3.4.3 Alternativa 3: maquina de corte tipo sierra radial	43
3.4.4 Alternativa 4: maquina de corte vertical para laminas de madera	44
3.5 EVALUACION DE ALTERNATIVAS	47
3.6 DESCRIPCION DEL PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LA MAQUINA	51
4. SELECCIÓN DEL CONJUNTO DE CORTE	53
4.1 ANALISIS TEORICO DEL PROCESO DE CORTE	53
4.2 ALTERNATIVAS DE SELECCIÓN DEL CONJUNTO DE CORTE	58
4.2.1 Alternativa 1: conjunto de corte basado en motor monofásico de inducción	59
4.2.2 Alternativa 2: conjunto de corte basado en motor universal	60
4.2.3 Criterios de selección	64
4.3 ANALISIS EXPERIMENTAL DEL CONJUNTO DE CORTE SELECCIONADO	65
4.3.1 Calculo de pérdidas de potencia en el conjunto de corte	73
4.3.2 Calculo de la potencia útil suministrada por el conjunto de corte	75
4.3.3 Comparación entre el análisis teórico y el análisis experimental	76
4.3.4 Conclusiones del experimento	78
4.4 ANALISIS INGENIERIL DEL CONJUNTO DE CORTE SELECCIONADO	79
4.4.1 Herramienta: disco de corte	80
4.4.2 Placa anular de sujeción de la herramienta	84

4.4.3 Tornillo de sujeción de la herramienta	87
4.4.4 Engranaje y piñón de la transmisión	89
4.4.5 Eje de la herramienta	95
4.4.6 Rodamientos	98
5. DISEÑO DE ELEMENTOS DE LA ESTRUCTURA	101
5.1 ESTRUCTURA PRINCIPAL	101
5.1.1 Elemento 1	102
5.1.2 Elementos 2 y 3	109
5.1.3 Elemento 4	111
5.1.4 Tornillos de ensamble para la estructura	114
5.2 PASADOR DE ROTACION	116
5.3 PLACA BASE DEL CONJUNTO DE CORTE	117
5.4 SOPORTE DE LA PLACA BASE	121
5.5 GUIAS	124
5.6 SISTEMA DE RODAMIENTOS	128
5.7 MECANISMO DE CONTRAPESO	131
6. SELECCION SISTEMA DE RECOLECCIÓN DE VIRUTA	135
6.1 ANÁLISIS DEL PROCESO DE TRANSPORTE NEUMÁTICO DE MATERIALES	135
6.2 SELECCIÓN DEL DIAMETRO DE LOS DUCTOS	137
6.3 SELECCIÓN DEL ASPIRADOR	144
7. CONSTRUCCIÓN Y PRESUPUESTO	147
7.1 MATERIALES Y ELEMENTOS	147
7.2 PLANIFICACION DEL PROCESO	147

7.2.1 Proceso de torneado y taladrado	149
7.2.2 Proceso de soldadura	150
7.2.3 Proceso de corte	150
7.2.4 Proceso de pintura electrostática	151
7.2.5 Proceso de ensamble estructura	152
7.2.6 Proceso de ensamble sistema de recolección de viruta	155
7.3 PRESUPUESTO TOTAL DEL PROYECTO	159
8. RECOMENDACIONES DE SEGURIDAD Y MANTENIMIENTO	160
8.1 RECOMENDACIONES DE SEGURIDAD	160
8.2 INDICACIONES DE MANTENIMIENTO	161
8.3. INSTRUCCIONES DE OPERACIÓN	162
9. CONCLUSIONES	167
BIBLIOGRAFÍA	169
ANEXOS	170

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Izquierda: Triplex, Centro: Laminados Melamínicos, Derecha: MDF	24
Figura 2. Sierra circular de banco	25
Figura 3. Sierra vertical Striebig Compact	26
Figura 4. Organización de requerimientos del consumidor	38
Figura 5. Máquina de corte tipo sierra sinfín	41
Figura 6. Sierra circular de banco	42
Figura 7. Máquina de corte tipo sierra radial	44
Figura 8. Sierra de corte Striebig Compact	45
Figura 9. Máquina de corte vertical para láminas de madera 1	46
Figura 10. Máquina de corte vertical para láminas de madera 2	46
Figura 11. Máquina propuesta en corte vertical	47
Figura 12. Máquina propuesta en corte horizontal	48
Figura 13. Circuito eléctrico motor universal	60
Figura 14. Elementos de un motor universal	61
Figura 15. Curva velocidad/par torsional para un motor universal	62
Figura 16. Especificaciones técnicas Sierra MAKITA 5007N	63
Figura 17. Ejecución de una prueba del experimento	66
Figura 18. Tipos de lámina de madera para el experimento	67
Figura 19. Disco de sierra usados en el experimento	67
Figura 20. Pinza amperimétrica FLUKE 337	68
Figura 21. Grafica resultados del experimento para el MDF	70

Figura 22. Grafica resultados del experimento para los tableros aglomerados	71
Figura 23. Grafica resultados del experimento el TRIPLEX	72
Figura 24. Perdidas de potencia en motor eléctrico	74
Figura 25. Ensamble del mecanismo de transmisión para la sierra MAKITA 5007N	77
Figura 26. Elementos del mecanismo de transmisión para la sierra MAKITA 5007N	80
Figura 27. Análisis CAE disco de corte, Esfuerzo máximo	82
Figura 28. Análisis CAE disco de corte, desplazamiento máximo	83
Figura 29. Análisis CAE disco de corte, factor de seguridad	83
Figura 30. Análisis CAE disco de corte, Esfuerzo en la base del diente	84
Figura 31. Análisis CAE placa de sujeción, Esfuerzo máximo y factor de seguridad	86
Figura 32. Análisis CAE placa de sujeción, desplazamiento máximo	86
Figura 33. Análisis CAE tornillo de sujeción, Esfuerzo máximo y factor de seguridad	89
Figura 34. Análisis CAE tornillo de sujeción, desplazamiento máximo	89
Figura 35. Número de esfuerzo de contacto admisible según dureza del acero	94
Figura 36. Ensamble elementos de la estructura	101
Figura 37. Despiece elementos de la estructura	102
Figura 38. Elemento 1 de la estructura	102
Figura 39. Peso del Elemento 1 de la estructura según CAE	108

Figura 40. Análisis CAE elemento 1, esfuerzo máximo y desplazamiento máximo	108
Figura 41. Análisis CAE elemento 1, Factor de seguridad	109
Figura 42. Elementos 2 y 3 de la estructura	109
Figura 43. Análisis CAE elemento 4, esfuerzo máximo y desplazamiento máximo	113
Figura 44. Análisis CAE elemento 4, factor de seguridad	114
Figura 45. Placa base del conjunto de corte	117
Figura 46. Análisis CAE Placa base del conjunto de corte, Esfuerzo máximo al “desgarro”	118
Figura 47. Análisis CAE Placa base del conjunto de corte, Esfuerzo y desplazamiento máximo	120
Figura 48. Análisis CAE Placa base del conjunto de corte, Factor de seguridad	121
Figura 49. Ubicación Soporte placa base	121
Figura 50. Peso placa base según CAE	122
Figura 51. Peso placa base según CAE	124
Figura 52. Análisis CAE de las guías. Esfuerzo y desplazamiento maximo	126
Figura 53. Análisis CAE de las guías. Factor de seguridad	127
Figura 54. Ensamble sistema de rodamientos	128
Figura 55. Dimensiones principales rodamiento 608	129
Figura 56. Peso elementos del sistema de corte	131
Figura 57. Peso elementos del sistema de corte	132
Figura 58. Polea maciza	133
Figura 59. Dimensiones principales rodamiento 6300	134

Figura 60. Sistema de recolección de viruta	135
Figura 61. Velocidad mínima del flujo de aire vs densidad del material	137
Figura 62. Diagrama sistema de recolección de viruta 1	138
Figura 63. Diagrama sistema de recolección de viruta 2	140
Figura 64. Diagrama sistema de recolección de viruta 3	144
Figura 65. Taller de mecánica Industrial	150
Figura 66. Corte de lámina mediante Sierra Caladora	151
Figura 67. Empresa dedicada al proceso de pintura electrostática	151
Figura 68. Proceso de ensamble estructura	152
Figura 69. Proceso de ensamble sistema de rodamientos	153
Figura 70. Proceso de ensamble mecanismo del contrapeso	153
Figura 71. Proceso de ensamble lamina de recubrimiento	154
Figura 72. Proceso de ensamble conjunto de corte	154
Figura 73. Proceso de instalación del ventilador centrifugo	155
Figura 74. Ensamble soportes bolsa y manguera de descarga	155
Figura 75. Instalación bolsa de recolección	156
Figura 76. Instalación manguera de aspiración	156
Figura 77. Interruptores de encendido y cintas métricas	157
Figura 78. Máquina de corte para láminas de madera	158
Figura 79. Fijación de la pieza de trabajo en corte vertical	163
Figura 80. Accionamiento en corte vertical	164
Figura 81. Fijación del conjunto de corte	165
Figura 82. Movimiento horizontal de la pieza de trabajo	166

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Tolerancias para tableros aglomerados	32
Tabla 2. Propiedades mecánicas tableros aglomerado	32
Tabla 3. Clasificación de chapas NTC 795	34
Tabla 4. Propiedades físico-mecánicas tableros de madera contrachapada marca PIZANO	36
Tabla 5. Propiedades fisicomecánicas tableros de fibras (MDF) marca MASISA	37
Tabla 6. Matriz de Calidad	40
Tabla 7. Especificaciones técnicas sierra tipo sinfín	42
Tabla 8. Especificaciones técnicas Sierra circular de banco	43
Tabla 9. Especificaciones técnicas – Maquina de corte tipo sierra radial	44
Tabla 10. Especificaciones técnicas – Sierra de corte Vertical Striebig Compact	45
Tabla 11. Especificaciones técnicas Maquina de corte vertical	47
Tabla 12. Análisis del parámetro de economía para las alternativas	49
Tabla 13. Evaluación de alternativas	50
Tabla 14. Valores recomendados del avance por diente	55
Tabla 15. Velocidad angular de la sierra circular	55
Tabla 16. Análisis teórico proceso de corte mediante sierra circular	57
Tabla 17. Especificaciones técnicas motor monofásico marca WEG	59
Tabla 18. Parámetros del experimento	69
Tabla 19. Datos generales del experimento	69
Tabla 20. Resultados del experimento para el MDF	70

Tabla 21. Resultados del experimento para los tableros aglomerados	71
Tabla 22. Resultados del experimento para el TRIPLEX	72
Tabla 23. Comparación Teórico-experimental para el MDF	76
Tabla 24. Comparación Teórico-experimental para el Aglomerado	77
Tabla 25. Comparación Teórico-experimental para el TRIPLEX	77
Tabla 26. Análisis de esfuerzo disco de sierra	81
Tabla 27. Análisis de esfuerzo placa anular de sujeción	85
Tabla 28. Grados SAE para tornillos	87
Tabla 29. Área de esfuerzo a la tensión tornillos métricos	87
Tabla 30. Análisis de esfuerzo tornillo de sujeción de la herramienta	88
Tabla 31. Análisis de esfuerzo engranaje	88
Tabla 32. Análisis de esfuerzo piñón	93
Tabla 33. Propiedades acero 4140 según temperatura de revenido	94
Tabla 34. Calculo diámetros mínimos en el eje de la herramienta	95
Tabla 35. Comparación diámetros calculados y reales en el eje de la herramienta	98
Tabla 36. Calculo vida nominal de los rodamientos del eje de la herramienta	99
Tabla 37. Análisis de esfuerzo subelemento 1 de la estructura	103
Tabla 38. Iteración factor de seguridad subelemento 1 de la estructura	104
Tabla 39. Análisis de esfuerzo subelemento 2 de la estructura	105
Tabla 40. Iteración factor de seguridad subelemento 2 de la estructura	107
Tabla 41. Esfuerzo elementos 2 y 3 de la estructura	110
Tabla 42. Análisis de Esfuerzo elemento 4 de la estructura	111

Tabla 43. Iteración factor de seguridad elemento 4 de la estructura	114
Tabla 44. Análisis de esfuerzo tornillos de ensamble de la estructura	115
Tabla 45. Iteración diámetro de tornillo de ensamble	116
Tabla 46. Análisis de esfuerzo pasador de rotación	116
Tabla 47. Análisis de esfuerzo placa base del conjunto de corte	119
Tabla 48. Iteración calibre de lámina para la placa base del conjunto de corte	120
Tabla 49. Cálculo esfuerzo para el soporte placa base	122
Tabla 50. Iteración factor de seguridad soporte de la placa base	123
Tabla 51. Cálculo de esfuerzo en las guías	125
Tabla 52. Especificaciones rodamientos NTN 1	128
Tabla 53. Cálculo vida nominal rodamiento 608	129
Tabla 54. Calculo de esfuerzo eje de rodamientos de las guías	130
Tabla 55. Especificaciones rodamientos NTN 2	133
Tabla 56. Dimensiones de la polea del mecanismo de contrapeso	134
Tabla 57. Calculo vida nominal rodamiento 6300	134
Tabla 58. Densidad de materiales para transporte neumático	136
Tabla 59. Perdidas de presión en el ducto de aspiración diámetro 1”	139
Tabla 60. Presiones de trabajo mangueras de aire	140
Tabla 61. Perdidas de presión en el ducto de aspiración diámetro 2.5”	141
Tabla 62. Perdidas de presión en el ducto de aspiración de diámetro 4”	142
Tabla 63. Perdidas de presión en el ducto de descarga	143
Tabla 64. Especificaciones técnicas aspirador	145

Tabla 65. Presupuesto Materiales	146
Tabla 66. Planificación del proceso	148
Tabla 67. Presupuesto Manufactura	149
Tabla 68. Presupuesto total del proyecto	159

LISTA DE ANEXOS

Anexo A. Tablas para diseño de engranajes	171
Anexo B. Tablas para diseño de ejes	175
Anexo C. Tablas para calculo de sujetadores	176
Anexo D. Propiedades acero 1020	178
Anexo E. Propiedades acero 1045	179
Anexo F. Perfiles estructurales tubulares colmena	180
Anexo G. Lamina hot rolled Fajobe	181
Anexo H. Cotizaciones máquinas de corte	182
Anexo I. Planos	185

RESUMEN

TÍTULO:

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DE CORTE PARA LÁMINAS DE MADERA*

AUTOR:

CAMILO ANTONIO SÁNCHEZ VANEGAS**

PALABRAS CLAVE:

Maquina de corte, lamina de madera, aspiración de viruta.

DESCRIPCIÓN:

En este trabajo de grado se diseña y construye una máquina de corte para láminas de madera totalmente funcional convirtiéndose en una propuesta viable económicamente para los pequeños y medianos empresarios del sector de la carpintería.

Se desarrolla una máquina que implementa características y tecnologías innovadoras como la de corte vertical, que mejoran el proceso de corte disminuyendo tiempo y espacio dedicado a este proceso. Para el diseño se tiene en cuenta la calidad del ambiente de trabajo, por esto integra un sistema de recolección de polvo y viruta que garantiza la seguridad ocupacional del operario. Las capacidades de corte son totalmente adecuadas a las necesidades generales de los talleres convencionales locales.

El principio de funcionamiento de corte implementado en la maquina diseñada es el de corte por sierra circular. Se realizan cálculos teóricos sobre este proceso y se complementa mediante el desarrollo de un experimento que permite comprobar los resultados.

Para el diseño de la maquina se implementa el cálculo ingenieril convencional como primer punto de partida y se realiza posteriormente un análisis mediante CAE que permite comprobar y complementar los parámetros de diseño y selección de cada elemento de la maquina.

Durante todo el desarrollo del proyecto se mantuvo un lazo fuerte entre el diseño y la manufactura, teniendo en cuenta las opciones más viables tanto por economía como por funcionalidad, lo que se tradujo en reducción de costos y facilidad en los procesos de manufactura y ensamble.

*Trabajo de Grado

**Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Ing. Isnardo González Jaimes.

ABSTRACT

TITLE:

DESIGN AND CONSTRUCTION OF A CUTTING MACHINE FOR WOOD SHEETS*

AUTHOR:

CAMILO ANTONIO SÁNCHEZ VANEGAS**

KEY WORDS:

Cutting machine, wood sheets, dust aspiration.

DESCRIPTION:

In this graduation project is designed and built a cutting machine for wood sheets fully functional to become proposal economically viable for small and medium business sector of the woodwork.

It develops a machine that implements features and technologies such as vertical cutting, to improve the cutting process decrease time and space devoted to this process. For the design takes into account the quality of the work environment, so an integrated dust collection system that ensuring occupational safety of the operator. The cutting capabilities are fully adequate to the general needs of the local conventional workshops.

The operating principle implemented in the cutting machine designed is the cutting for circular saw. Theoretical calculations are made about this process and are complemented by developing an experiment to check the results.

For the design of the machine is implemented as first starting point a conventional engineering calculation and then performed an analysis using CAE to check and complement the design parameters and selection of each element of the machine.

During all the project development remained a strong link between the design and manufacturing, taking into account the most viable options for both economy and functionality, resulting in cost reduction and ease in manufacturing and assembly processes.

*Thesis work

**Physical-Mechanical Sciences Faculty. School of Mechanical Engineering. Director: Eng. Isnardo González Jaimes.

INTRODUCCIÓN

La industria de la carpintería representa un importante sector productivo para la economía del país con alta competitividad; en el que las micro, pequeñas y medianas empresas desempeñan un papel fundamental debido a la gran demanda interna de productos para mobiliario residencial y comercial que existe actualmente.

Dentro del campo de la fabricación de muebles, el corte de la madera representa uno de los procesos más importantes y fundamentales debido a que influye y determina en gran medida la máxima productividad y mínimo costo de un artículo, ya que en esta fase se realiza el dimensionamiento de las piezas de un producto teniendo en cuenta la mejor distribución y aprovechamiento de la materia prima.

El objetivo del presente proyecto es construir una máquina de corte para láminas de madera que sea funcional, fácil de operar, que disminuya el tiempo y espacio físico dedicado a este proceso, que garantice un aprovechamiento máximo de la materia prima, que tenga un sistema de recolección de viruta y que sea lo suficientemente económico para que el empresario con bajo nivel adquisitivo pueda comprarlo.

En el capítulo uno se presentan aspectos generales sobre la industria de la carpintería a partir de laminas estándar de madera, el porqué de la necesidad de la máquina, la justificación de la solución y los objetivos del proyecto.

En el capítulo dos se exponen características físicas y técnicas de la madera haciendo énfasis en los tres productos comerciales más usados actualmente en la fabricación de muebles (TRIPLEX, TABLEX, MDF).

En el capítulo tres se hace la descripción general de la máquina teniendo en cuenta la división en los tres sistemas que la componen: Conjunto de corte, estructura y sistema de recolección de viruta.

En el capítulo cuatro se realiza la selección del conjunto de corte, se hace el análisis del proceso de corte teórica y experimentalmente, y se analiza ingenierilmente la opción seleccionada.

En el capítulo cinco se presenta el diseño de los elementos de la estructura.

En el capítulo seis se expone el análisis del proceso de transporte neumático de materiales y la selección de los elementos que componen el sistema de recolección de viruta.

En el capítulo siete se expone el proceso de construcción de la máquina de corte para laminas de madera.

Por último, en el capítulo ocho se realizan recomendaciones de seguridad e indicaciones de mantenimiento, y en el capítulo nueve se presentan las conclusiones del proyecto.

1. EL PROBLEMA DE CORTE DE LÁMINAS DE MADERA EN LAS PEQUEÑAS Y MEDIANAS EMPRESAS

1.1 JUSTIFICACION DEL PROYECTO

En la actualidad la mayoría de muebles como armarios, bibliotecas, centros de entretenimiento, se fabrican a partir de láminas estándar de madera, entre la cuales se tienen: láminas de madera Contrachapadas (TRIPLEX), Tableros Aglomerados (TABLEX) y Tableros de fibras (MDF). El amplio uso de estas láminas se debe a su versatilidad, facilidad para su trabajo, precio, tendencia a producir poco desperdicio de materia prima en comparación a la madera convencional, gran oferta actual tanto en dimensiones como en terminaciones superficiales y excelente calidad de esta materia prima.

Figura 1. Izquierda: Triplex, Centro: Laminados Melamínicos, Derecha: MDF.



Fuente: <http://www.pizano.com.co/>

La manufactura de productos en esta industria a partir de estas láminas se desarrolla de manera sencilla en las siguientes etapas: dimensionamiento y corte de piezas a partir de la materia prima, proceso de acabado mediante pintura (si se trata de tablero con recubrimiento melamínico no se realiza este proceso), y por último instalación de accesorios como manijas, rieles, bisagras.

El tiempo que se invierte en el corte es un elemento fundamental al momento de medir el rendimiento de todo el proceso de manufactura. Los factores principales que contribuyen a disminuir esta variable son: la facilidad de operación de la máquina de corte, la rapidez con que se realiza el corte y el manejo de la materia prima en el proceso.

Generalmente en un taller de carpintería, el espacio físico dedicado para el corte constituye la mayor proporción del local, debido a las dimensiones de las máquinas usadas para tal fin.

En los pequeños talleres de carpintería no se tiene en cuenta un aspecto importante para los operarios de las máquinas, y en general para la calidad del ambiente de trabajo y es el manejo de la viruta generada durante el corte.

En Colombia se cuenta con fabricantes de maquinaria para el corte de madera, pero sus diseños presentan las siguientes desventajas: poca facilidad y rapidez para su operación, dificultad en el manejo de la materia prima durante el proceso, ocupan mucho espacio en comparación con las máximas dimensiones posibles de corte, son robustas y muy pesadas, no presentan un sistema de recolección de viruta y además el costo es elevado teniendo en cuenta las pocas características y ventajas que poseen. Un ejemplo es la mesa de corte mediante sierra circular producida por la empresa colombiana Maquinaria JJ Torres.

Figura 2. Sierra circular de banco.

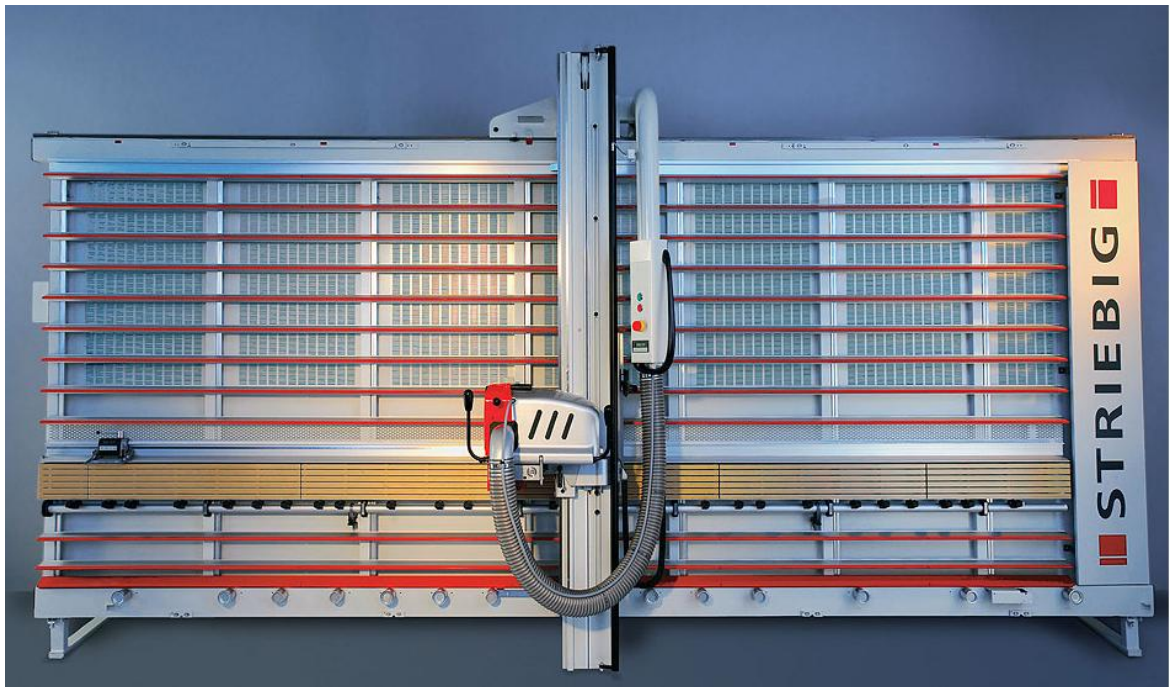


Fuente: <http://www.maquinariajtorres.com/index.php>

Maquinas de corte con mejores características en cuanto a facilidad y rapidez de operación, reducción de tiempo de corte, funcionalidad, precisión en las dimensiones de las piezas, ergonomía y recolección de viruta son diseñadas por fabricantes como STRIEBIG de Suiza. Un ejemplo es la Sierra de corte Vertical Striebig Compact usada en empresas como PLACACENTRO MASISA y que es importada por la empresa EUROSIERRAS con sede en Medellín en su configuración básica a un precio final al mes de mayo de 2011 de \$64.900.000 (Precio obtenido mediante cotización telefónica).

Esta máquina presenta grandes capacidades en cuanto a potencia, velocidad, profundidad y dimensiones de corte, que superan las necesidades generales de un taller de carpintería, por esto su valor es elevado y solo es accesible para grandes empresas.

Figura 3. Sierra vertical Striebig Compact.



Fuente: <http://striebig.ch/productos/compact>

Por estas razones se observa la necesidad de desarrollar una máquina que implemente características y tecnologías innovadoras como la de corte vertical, que mejoren el proceso de corte disminuyendo tiempo y espacio, tengan en cuenta la calidad del ambiente de trabajo, con capacidades que estén más adecuadas a las necesidades del cliente y por esto se reduzca el costo de la máquina y pueda ser accesible a los pequeños empresarios.

1.2 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO

1.2.1 Objetivo General

Contribuir con el principio misional de la Universidad Industrial de Santander de dar solución a las diferentes necesidades de la sociedad y de desarrollar proyectos que integren áreas de conocimiento de Ingeniería Mecánica; mediante la adaptación y creación de tecnología para diseñar y construir un Máquina de Corte para Láminas de Madera que pueda ser usado en la industria de la fabricación de muebles.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Diseñar una máquina de Corte para Láminas de Madera utilizando los diferentes conceptos de la Ingeniería Mecánica así como el uso de herramientas software tipo CAD/CAE con que cuenta la escuela.
- Construir la máquina de Corte para Láminas de Madera diseñada, teniendo en cuenta las especificaciones técnicas que se plantean a continuación:
- ✓ Materiales a cortar: láminas de madera Contrachapadas (TRIPLEX), Tableros Aglomerados (TABLEX), Tableros Aglomerados Decorativos (LAMINADOS MELAMINICOS) y Tableros de fibras (MDF).

- ✓ Dimensiones máximas de las láminas de madera a cortar: 2.40 x 1.80 m.
- ✓ Espesor máximo de las láminas de madera: 36 mm.
- ✓ Sistema de recolección de viruta.
- ✓ Conexión de toda la máquina a tensión monofásica de 120 V.
- ✓ Sistema de medición de los cortes en sistema métrico.
- ✓ Precisión de los cortes: ± 2 mm.
- Elaborar una guía de procedimientos en la cual se especifiquen las instrucciones y recomendaciones de seguridad para la operación de la máquina de corte para láminas de madera y un plan de mantenimiento preventivo para mantener la máquina en el punto de máxima efectividad.

2. GENERALIDADES DE LAS LÁMINAS DE MADERA

La madera es el principal producto que se obtiene de los bosques y se usa como materia prima en usos industriales. Una vez cortada y secada, la madera se utiliza para muchas y diferentes aplicaciones entre ellas fabricación de papel, en la construcción y manufactura de mobiliario.

La industria de las láminas o tableros a base de madera surge de la necesidad del hombre de tener un mejor aprovechamiento y una optimización en el uso de este recurso natural.

En la actualidad esta industria esta tan desarrollada y la oferta de esta materia prima es tan amplia que resulta más económico trabajar a partir de estos tableros que a partir de madera convencional. Además para los carpinteros es más práctico usar estas láminas y les representa más rendimiento y productividad en tiempo y dinero.

La oferta por parte de las empresas dedicadas a la manufactura de estas láminas hace una distinción en tres clases: Tableros Aglomerados de partículas, Tableros de fibras, Tableros de madera contrachapada.

2.1 TABLEROS AGLOMERADOS

Es un tablero de partículas de madera unidas mediante una resina, bajo condiciones de presión y temperatura. Se obtiene a partir de pequeñas virutas o serrín, encoladas a presión en una proporción de 50% virutas y 50% resina. Se fabrican de diferentes tipos en función del tamaño de sus partículas, de su distribución por todo el tablero, así como por el adhesivo empleado para su fabricación. Por lo general se emplean maderas blandas más que duras por facilidad de trabajar con ellas, ya que es más fácil prensar blando que duro.

Los aglomerados son materiales estables y de consistencia uniforme, tienen superficies totalmente lisas. La mayoría de los tableros aglomerados son relativamente frágiles y presentan menor resistencia a la tracción que los contrachapados. Estos tableros se ven afectados por el exceso de humedad, presentando dilatación en su grosor, dilatación que no se recupera con el secado. No obstante se fabrican modelos con alguna resistencia a condiciones de humedad.

Aunque se debe evitar el colocar tornillos por los cantos de este tipo de láminas, si fuese necesario, el diámetro de los tornillos no debe ser mayor a la cuarta parte del grosor del tablero, para evitar agrietamientos en el enchapado de las caras. Además hay diferentes tipos de tableros aglomerados.

2.1.1 Aglomerados de fibras orientadas

Material de tres capas fabricado a base en virutas de gran tamaño, colocadas en direcciones transversales, simulando el efecto estructural del contrachapado.

2.1.2 Aglomerados de tres capas

Tiene una placa núcleo formada por partículas grandes que van dispuestas entre dos capas de partículas más finas de alta densidad. Su superficie es más suave y recomendada para recibir pinturas. Es el tipo de tablero aglomerado más comercial y es conocido como TABLEX.

2.1.3 Aglomerados decorativos

Es conocido con el nombre de MADECOR, MELAMINA o TABLERO MELAMINICO. Se fabrican como el aglomerado de tres capas pero las caras son recubiertas con películas decorativas de plástico impregnadas con resinas melamínicas, lo que le otorga una superficie totalmente cerrada, libre de poros,

dura y resistente al desgaste superficial. Algunos fabricantes producen estos tableros con protección antimicrobiana, mediante aditivos naturales que ofrecen un rendimiento de protección garantizado que no se deteriora en el tiempo, permaneciendo toda la vida útil del mueble por las 24 horas del día, por lo que se convierte en un elemento ideal para ambientes donde la higiene es importante, como hospitales, laboratorios, consultorios, escuelas, cocinas y espacios públicos. Para darle acabado a los cantos de estas láminas se comercializan tapacantos que vienen con el mismo acabado de las caras.

2.1.4 Aglomerados de una capa

Se realiza a partir de partículas de tamaño semejante distribuidas de manera uniforme. Su superficie es relativamente basta. Es recomendable para enchapar pero no para pintar directamente sobre él.

Este tipo de tableros se encuentran en el mercado en los siguientes espesores 4, 6, 9 12, 15, 18, 25, 30 y 36 milímetros.

Las dimensiones comerciales de estos tableros son de 1.53 x 2.44 metros y 1.83 x 2.44 metros.

2.1.5 Norma técnica colombiana NTC 2261

La normativa en Colombia que aplica para los tableros aglomerados es la NTC 2261 y establece las características mínimas que deben cumplir.

Los tableros de partículas aglomeradas deben presentar un contenido de humedad entre 5 % y 11 %, al momento del embarque. ¹

¹ INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TECNICAS Y CERTIFICACION NTC-2261, Tableros de partículas aglomeradas para aplicaciones no estructurales. Bogotá, 2003.

La variación máxima de los valores del espesor en un mismo tablero no debe ser mayor de 0,25 mm. Las dimensiones serán las acordadas entre el comprador y el vendedor con las tolerancias dimensionales indicadas en la siguiente tabla:

Tabla 1. Tolerancias para tableros aglomerados.

Espesor nominal en mm	Tolerancias del espesor mm	Tolerancias del largo mm		Tolerancias del ancho mm
		Mayor de 2 550	Menor de 2 550	
4 - 20	± 0,2	± 5	± 2	± 2
Mayor de 20	± 0,3			

Fuente: Norma técnica colombiana NTC 2261

La norma técnica colombiana NTC 2261 establece una clasificación según las propiedades fisicomecánicas de la siguiente manera:

Tabla 2. Propiedades mecánicas tableros aglomerado.

GRADO DEL TABLERO	MÓDULO DE ROTURA [MPa]	MÓDULO DE ESLASTICIDAD [MPa]	SOSTENIMIENTO DE TORNILLO [N]	
			CARA	CANTO
ALTO, HG	21.0	2400	1800	1325
MEDIO ESPECIAL, MGS	14.5	2000	900	650
MEDIO UNO, MG1	11.0	1500	800	600
BAJO, LG	8.0	800	550	NA

Fuente: Norma técnica colombiana NTC 2261

2.2 TABLEROS DE MADERA CONTRACHAPADA

Comercialmente se conoce como TRIPLEX, PLYWOOD O TRIPLAY. Un tablero o lámina de madera maciza es relativamente inestable y experimentará movimientos de contracción y dilatación, de mayor manera en el sentido de las fibras de la madera, por ésta razón es probable que sufra distorsiones. Para contrarrestar este efecto, los contrachapados se construyen pegando chapas de madera con las fibras transversalmente una sobre la otra, alternadamente. La mayoría de los contrachapados están formados por un número impar de chapas para formar una construcción equilibrada.

2.2.1 Chapas de madera NTC 795

Se denomina chapa a una lámina delgada de madera que se obtiene mediante la laminación de un bloque de chapas a partir del borde del bloque, es decir, a través de las capas de madera prensadas juntas ².

Al manipular el contorno de las láminas que se han de prensar, se pueden obtener muy variadas configuraciones y aspectos muy atractivos. Algunas o todas las láminas constituyentes pueden ser teñidas antes de unir las, de manera que se obtengan aspectos y colores muy llamativos.

La norma técnica colombiana NTC 795 establece los requisitos que deben cumplir las chapas de madera empleadas en la fabricación de enchapes y tableros de madera contrachapados.

Los calibres de las chapas podrán ser entre 0,5 mm y 3 mm, con una tolerancia de 0,1 mm.

² INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TECNICAS Y CERTIFICACION NTC-795, Chapas de madera Bogotá, 2002.

La NTC 795 establece una clasificación de chapas según los defectos que presentan como son color no uniforme, veteado, tamaño de los nudos, daños por insectos, manchas debidas a hongos o minerales, entre otras.

Siendo el grado selecto el de mejor calidad y el grado 3 el de menos calidad.

Tabla 3. Clasificación de chapas NTC 795

DEFECTO	GRADO			
	SELECTO	1	2	3
COLOR	UNIFORME	UNIFORME	SE ACEPTA	SE ACEPTA
VETEADO	SE ACEPTA	SE ACEPTA	SE ACEPTA	SE ACEPTA
NUDOS	NO SE ACEPTAN	SE ACEPTA HASTA DOS POR HOJA	SE ACEPTA HASTA TRES POR HOJA	SE ACEPTA
RAJADURAS	NO SE ACEPTA	SE ACEPTA 1 EN CADA EXTREMO DE LA CHAPA DE 1 mm DE ANCHO Y HASTA 100 mm DE LARGO	SE ACEPTAN 2 EN CADA EXTREMO DE LA CHAPA DE 1 mm DE ANCHO Y HASTA 100 mm DE LARGO	SE ACEPTA
DAÑOS POR INSECTOS	NO SE ACEPTA	HASTA 2 DE 2 mm DE LARGO X 2 mm DE ANCHO	HASTA 4 DE 2 mm DE LARGO X 2 mm DE ANCHO	SE ACEPTAN
MANCHAS MINERALES O POR HONGOS	NO SE ACEPTAN	NO SE ACEPTAN	SE ACEPTA HASTA UN 20% DE LA HOJA	SE ACEPTA
RAYAS SEGUIDAS	SE ACEPTAN SI DESAPARECEN DURANTE EL LIJADO	SE ACEPTAN SI DESAPARECEN DURANTE EL LIJADO	SE ACEPTAN	SE ACEPTAN

Fuente: Norma técnica colombiana NTC 795.

2.2.2 Clasificación de tableros de madera contrachapada, NTC 698

La normativa que aplica para este tipo de láminas es la NTC 698 y establece la característica que deben cumplir.

Establece que la cara debe ser completamente pulida y las cuatro esquinas deben estar cortadas a escuadra y hace dos clasificaciones: la primera en grados según el tipo de chapa usada según la tabla anterior de la NTC 795 y la segunda en tipos teniendo las siguientes características:

Tipo I: Para uso en interiores.

Tipo II: Resistencia a la humedad y a la moderada exposición a la intemperie.

Tipo III: Exterior a prueba de agua y para usos marinos ³.

También establece que las láminas terminadas contendrán un porcentaje de humedad en base seca, no menor de 6 ni mayor de 15, en el momento de salir de la fábrica.

Comercialmente se encuentran estos tableros en espesores de 4, 7, 9, 12, 15 y 18 milímetros y con dimensiones de 1.22 x 2.44 metros.

Esta norma no establece valores para propiedades mecánicas como la resistencia a la tracción o módulo de elasticidad. Se presentan las siguientes propiedades para este tipo de láminas según el fabricante PIZANO S.A:

Lámina: 1.22 x 2.44 m. Cumple y supera los requisitos de la Norma Técnica Colombiana NTC 698 - Tipo III Grado 2.

³ INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TECNICAS Y CERTIFICACION NTC-698, Madera contrachapada Bogotá, 2003.

Tabla 4. Propiedades físico-mecánicas tableros de madera contrachapada marca PIZANO.

Espesor [mm]	7	9	14	18
Peso aproximado [kg]	10.7	14	21.8	28.8
Numero de capas	3	5	7	8
Módulo de elasticidad [MPa]	1643	780	2928	2021
Resistencia a la tracción [MPa]	29.4	18.3	36	25.6

Fuente: <http://www.pizano.com.co/productos/triplex/default.asp>

2.3 TABLEROS DE FIBRAS

Los tableros de fibras se construyen a partir de maderas que han sido reducidas a sus elementos fibrosos básicos y posteriormente reconstituidas para formar un material estable y homogéneo mediante la aplicación de adhesivos. Se fabrican de diferente densidad en función de la presión aplicada y el aglutinante empleado en su fabricación.

Se pueden dividir en dos tipos principales, los de alta densidad, que utilizan los aglutinantes presentes en la misma madera y los de densidad media que se forman adicionando adhesivos.

2.3.1 Tableros de fibras de alta densidad

Es un tablero de partículas adheridas en un proceso de prensado continuo de alta tecnología que da como resultado una alta definición entre las capas finas y gruesa, lo que le confiere excelentes propiedades físico mecánicas y una gran calidad superficial ideal para procesos de pintado manual.

2.3.2 Tableros de fibras de densidad media (MDF)

Es un tablero de fibras de madera generalmente de pino unidas mediante adhesivos, obteniendo un producto homogéneo con superficies ideales para todo tipo de terminación. Se trata de un tablero que tiene ambas caras lisas. Las fibras se encolan gracias a un adhesivo de resina sintética. Estos tableros pueden trabajarse como si se tratara de madera maciza. Constituyen una base excelente para enchapados y reciben bien las pinturas. Se fabrican en espesores entre 3 mm y 32 mm y son los tableros de fibras más empleados comercialmente.

Se presentan ciertas características fisicomecánicas según el fabricante latinoamericano MASISA:

Tabla 5. Propiedades fisicomecánicas tableros de fibras (MDF) marca MASISA.

ESPESOR [mm]	3	4	5.5	9 a 20	25 a 30
DENSIDAD $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$	800	800	800	700	700
MODULO DE ELASTICIDAD [MPa]	3380	3380	3380	2940	2750
AGARRE DE TORNILLO [N]	-	-	-	1270	1270
HUMEDAD [%]	5-8	5-8	5-8	5-8	5-8

Fuente: <http://www.masisa.com/col/productos/tableros/mdf/>

3. PROCESO DE DISEÑO CONCEPTUAL

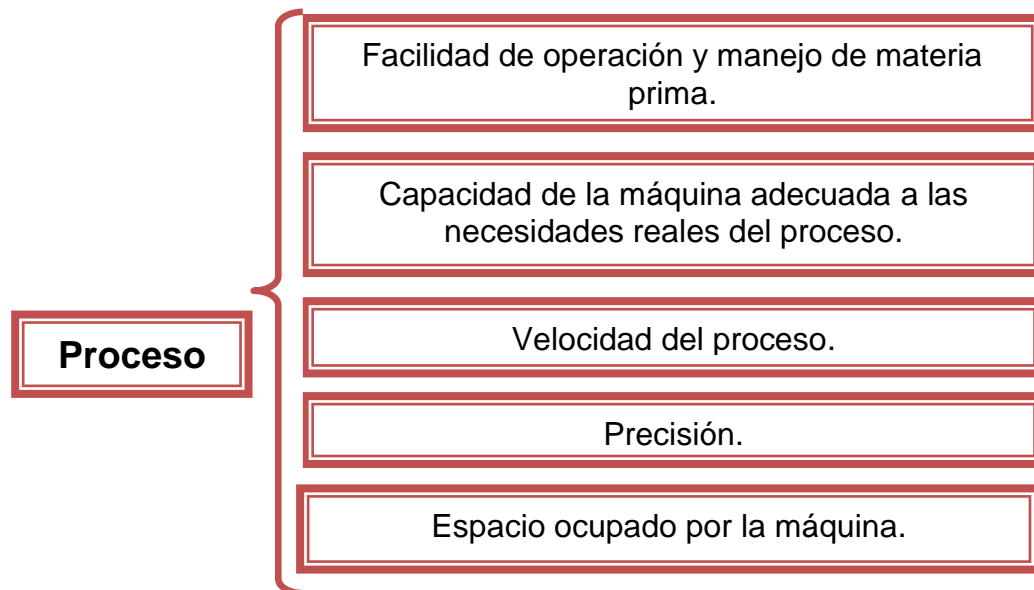
Con este proyecto de grado se pretende mejorar el proceso de corte de madera, mediante la aplicación de nuevas tecnologías e innovaciones que permitan un trabajo con mayor facilidad, practicidad y rapidez, disminución del espacio, mayor ergonomía para el operario, tener en cuenta el ambiente de trabajo y presentar una propuesta que sea viable económicamente para los pequeños y medianos empresarios de esta industria.

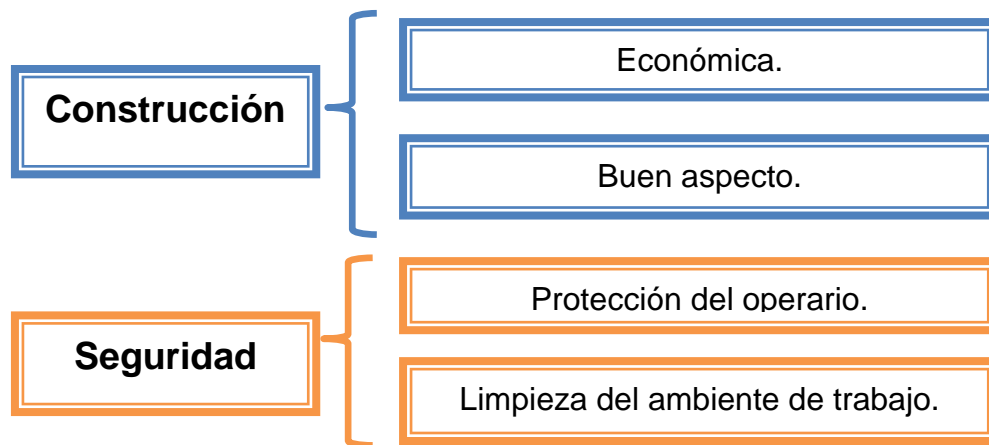
Buscando una solución para las necesidades anteriormente mencionadas, se realizó un estudio de las diferentes alternativas posibles por medio del despliegue de la función calidad (QFD), como un primer paso en la metodología de diseño.

3.1 NECESIDADES DEL CONSUMIDOR

Se establecen las demandas básicas de los interesados en la máquina de corte de láminas de madera:

Figura 4. Organización de requerimientos del consumidor





Fuente: Autor

3.2 PARÁMETROS DE DISEÑO

Se establecen los siguientes requerimientos generales de diseño para satisfacer las necesidades del consumidor:

- Mecanismo sencillo.
- Potencia adecuada.
- Compacto.
- Económica.
- Ergonomía.
- Precisión.
- Seguridad.
- Piezas y herramientas estándar.
- Protección ambiental.

3.3 MATRIZ DE CALIDAD (QFD)

Las necesidades del consumidor se introducen en la primera columna y se les da un porcentaje de importancia. En la primera fila se insertan los parámetros de diseño. Se relacionan las necesidades del consumidor con los parámetros de diseño mediante un valor que representa el grado de importancia (1 baja, 3 media,

9 alta). Por último se calcula el peso ponderado de cada parámetro de diseño dividiendo cada valor de la penúltima fila en la suma de todos los valores de esta fila.

Tabla 6. Matriz de Calidad

NECESIDADES DEL CONSUMIDOR	PARÁMETROS DE DISEÑO	MECANISMO SENCILLO	POTENCIA ADECUADA	COMPACTO	ECONOMICA	ERGONOMIA	PRECISION	SEGURIDAD	PIEZAS Y HERRAMIENTA ESTANDAR	PROTECCIÓN AMBIENTAL
FACIL DE OPERAR Y MANEJO DE MATERIA PRIMA	16%	9	3	3	3	9	3	9	3	1
CAPACIDAD DE LA MAQUINA ADECUADA A LAS NECESIDADES REALES DEL PROCESO	14%	9	9	9	9	3	3	3	3	3
VELOCIDAD DEL PROCESO	8%	1	3	1	1	3	9	3	1	1
PRECISION	6%	1	3	1	1	1	9	1	1	1
ESPACIO OCUPADO POR LA MÁQUINA	15%	9	9	9	9	3	3	3	1	1
ECONÓMICA	12%	9	9	3	9	3	3	3	9	1
BUEN ASPECTO	5%	1	1	3	3	3	3	3	3	1
PROTECCIÓN DEL OPERARIO	10%	9	3	1	1	9	1	9	1	9
LIMPIEZA DEL AMBIENTE DE TRABAJO	14%	1	1	1	1	9	1	9	1	9
SUMA DE PRODUCTOS	100%	6,4	5,1	4,0	4,7	5,3	3,4	5,3	2,7	3,2
	PESO PONDERADO PARAMETROS DE DISEÑO	15,9%	12,7%	10,0%	11,8%	13,2%	8,4%	13,2%	6,7%	8,0%

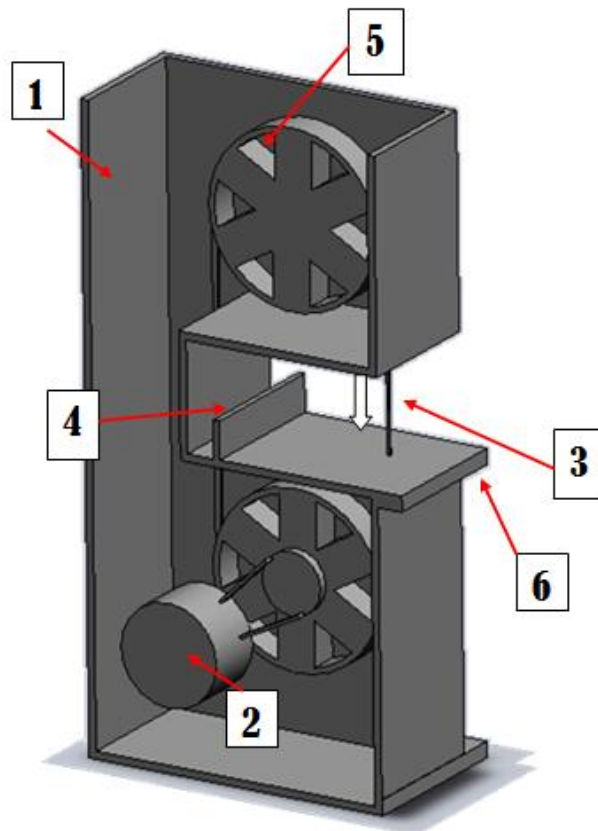
Fuente: Autor

3.4 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS CONCEPTUALES

Enseguida se procede a plantear alternativas de solución, de las cuales se escogerá la que más se ajuste al perfil según los requerimientos del cliente tomando como referencia algunos modelos existentes.

3.4.1 Alternativa 1: Máquina de corte tipo sierra sinfín

Figura 5. Máquina de corte tipo sierra sinfín



Fuente: Autor

Las partes básicas que componen la máquina son las siguientes:

- 1) Estructura.
- 2) Sistema de transmisión de potencia.
- 3) Herramienta: cinta dentada para corte, longitud 4200 mm, ancho 6 mm.
- 4) Sistema de guía y medición.

- 5) Mecanismo de la herramienta: se constituye por dos volantes montados sobre la estructura y sobre la cual se monta la cinta dentada.
- 6) Mesa de trabajo.

En la tabla 7 se presentan las especificaciones técnicas generales para estos modelos de sierra tipo sinfín.

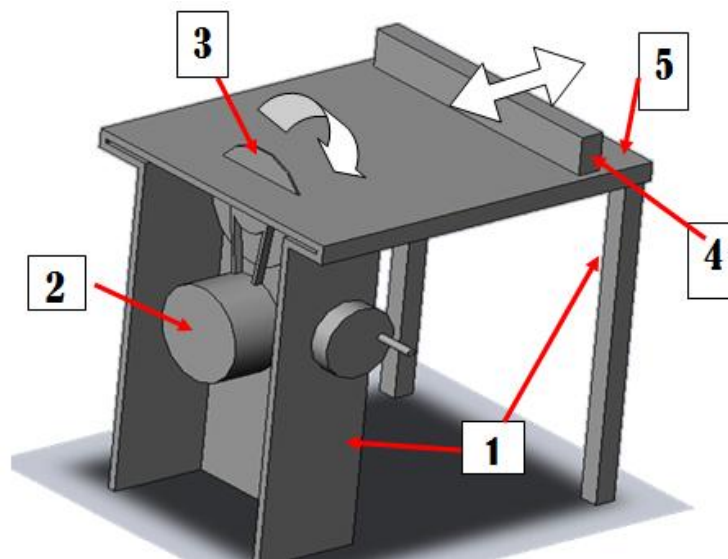
Tabla 7. Especificaciones técnicas sierra tipo sinfín

ESPECIFICACIONES TECNICAS	
CAPACIDAD DEL MOTOR	3 HP
CONEXIÓN ELECTRICA	230 V 1 FASES
DIMENSIONES (Largo x Ancho x Alto)	1002 X 727 X 1982 mm
PESO	250 kg
ALTURA DE LA MESA DE TRABAJO	900 mm
LONGITUD MAXIMA DE CORTE	508 mm
TAMAÑO DE LA MESA	533 X 533 mm
ALTURA DE TRABAJO	311 mm
ANCHO DE LA CINTA	¼ pulg.
VELOCIDAD DE LA CINTA	3000 ft/min
LONGITUD DE LA CINTA	4190 mm

Fuente: Autor

3.4.2 Alternativa 2: Sierra circular de banco

Figura 6. Sierra circular de banco



Fuente: Autor

Las partes básicas que componen la maquina son las siguientes:

- 1) Estructura.
- 2) Sistema de transmisión de potencia.
- 3) Herramienta: sierra circular dentada de 12" de diámetro y espesor de 3 mm.
- 4) Sistema de guía y medición.
- 5) Mesa de trabajo.

En la tabla 8 se presentan las especificaciones técnicas generales para estos modelos tipo sierra circular de banco.

Tabla 8. Especificaciones técnicas Sierra circular de banco

ESPECIFICACIONES TECNICAS	
CAPACIDAD DEL MOTOR	5 HP
CONEXIÓN ELECTRICA	220 V 3 FASES
DIMENSIONES (Largo x Ancho x Alto)	1200X 762 X 900 mm
PESO	264 kg
ALTURA DE LA MESA DE TRABAJO	857 mm
LONGITUD MAXIMA DE CORTE	1270 mm
TAMAÑO DE LA MESA	1118 X 737 mm
PROFUNDIDAD MAXIMA DE CORTE	102 mm
DIAMETRO DE LA SIERRA	12 pulg.
VELOCIDAD DE LA SIERRA	4200 RPM

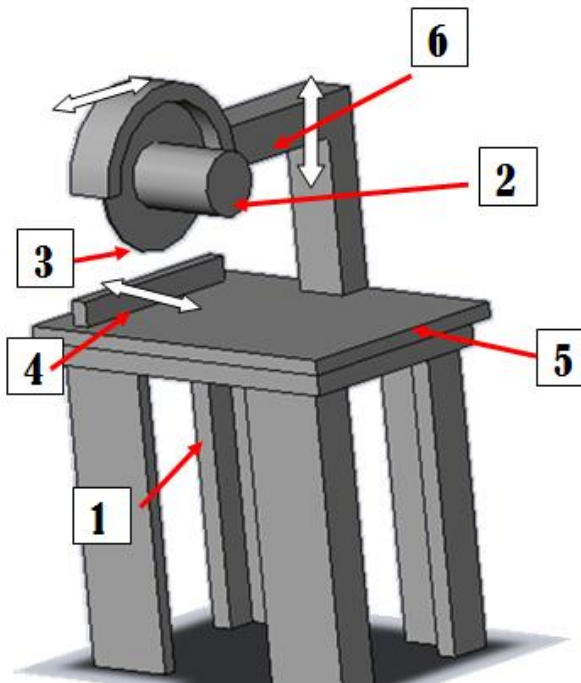
Fuente: Autor

3.4.3 Alternativa 3: Maquina de corte tipo sierra radial

Las partes básicas que componen la maquina son las siguientes:

- 1) Estructura.
- 2) Sistema de transmisión de potencia.
- 3) Herramienta: sierra circular dentada de 12" de diámetro y espesor de 3 mm.
- 4) Sistema de guía y medición.
- 5) Mesa de trabajo.
- 6) Sistema movimiento de la herramienta: se conforma por dos guías lineales que permiten el movimiento horizontal y vertical del disco de sierra.

Figura 7. Máquina de corte tipo sierra radial



Fuente: Autor

En la tabla 9 se presentan las especificaciones técnicas generales para estos modelos de máquina de corte tipo sierra radial.

Tabla 9. Especificaciones técnicas – Máquina de corte tipo sierra radial

ESPECIFICACIONES TECNICAS	
CAPACIDAD DEL MOTOR	3 HP
CONEXIÓN ELECTRICA	220 V 1 FASE
DIMENSIONES (Largo x Ancho x Alto)	1400 X 850 X 900 mm
PESO	180 kg
ALTURA DE LA MESA DE TRABAJO	860 mm
LONGITUD MAXIMA DE CORTE	720 mm
PROFUNDIDAD MAXIMA DE CORTE	90 mm
DIAMETRO DE LA SIERRA	12 pulg.
VELOCIDAD DE LA SIERRA	2800 RPM

Fuente: Autor

3.4.4 Alternativa 4: Máquina de corte vertical para láminas de madera

La alternativa 4 está basada en la innovación de corte vertical propuesta por la Sierra de corte Vertical Striebig Compact fabricada por la empresa STRIEBIG de Suiza, adecuando las capacidades de la máquina a las necesidades propuestas por el cliente.

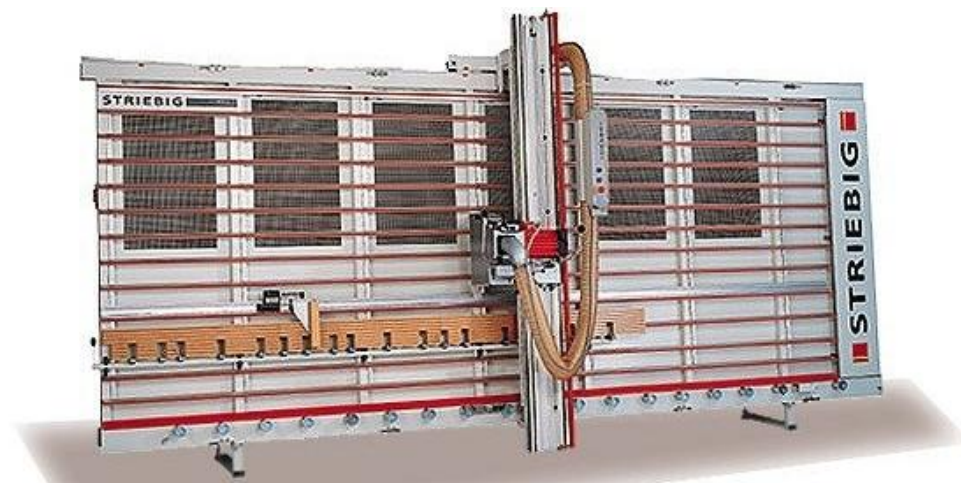
En la tabla 10 se presentan las especificaciones técnicas generales de la sierra de corte Vertical Striebig Compact.

Tabla 10. Especificaciones técnicas – Sierra de corte Vertical Striebig Compact

ESPECIFICACIONES TECNICAS	
CAPACIDAD DEL MOTOR	5 HP
CONEXIÓN ELECTRICA	440 V 3 FASES
DIMENSIONES (Largo x Ancho x Alto)	5200 X 900 X 2250 mm
PESO	815 kg
ALTURA MAXIMA DE CORTE	2200 mm
LONGITUD MAXIMA DE CORTE	4600 mm
PROFUNDIDAD MAXIMA DE CORTE	60 mm
DIAMETRO DE LA SIERRA	10 pulg.
VELOCIDAD DE LA SIERRA	5250 RPM

Fuente: Autor

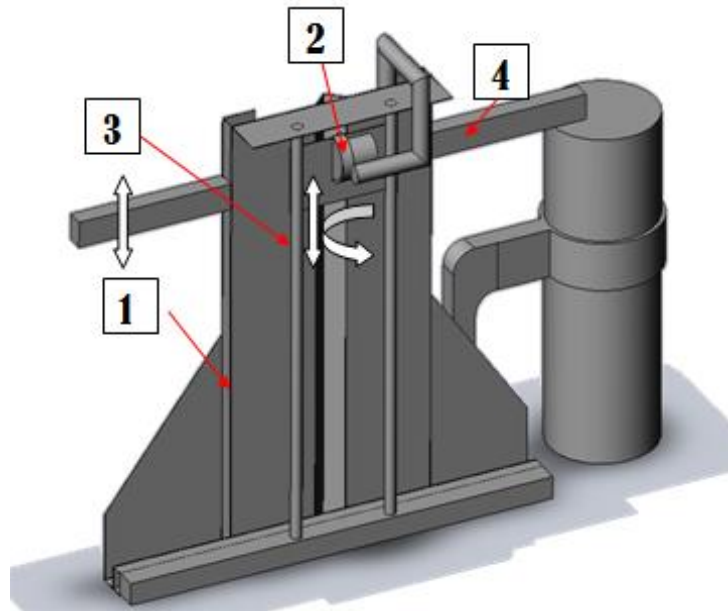
Figura 8. Sierra de corte Striebig Compact.



Fuente: <http://striebig.ch/productos/compact>

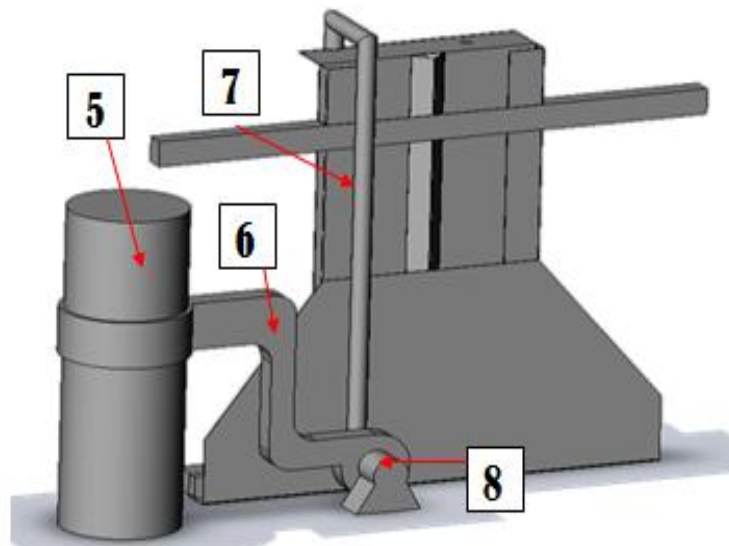
Se propone un diseño más compacto con el siguiente bosquejo y las siguientes características:

Figura 9. Máquina de corte vertical para láminas de madera 1.



Fuente: Autor

Figura 10. Máquina de corte vertical para láminas de madera 2.



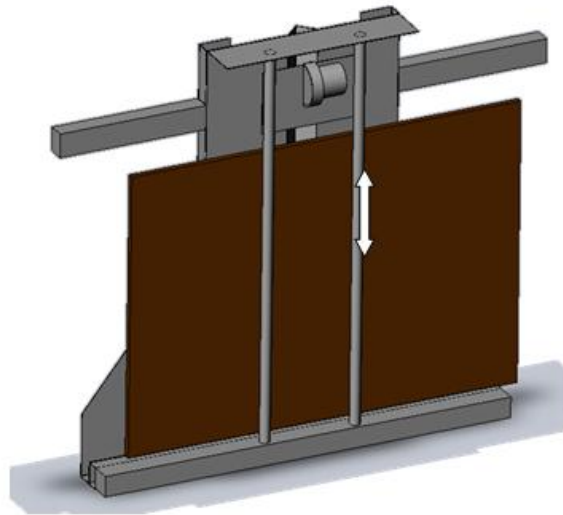
Fuente: Autor

Las partes básicas que componen la maquina son las siguientes:

- 1) Estructura.
- 2) Sistema de corte: está compuesto por el conjunto motor-sierra circular.
- 3) Sistema de movimiento lineal: compuesto por dos guías lineales que permiten el movimiento vertical del conjunto de corte.
- 4) Soporte para el sistema de medición de cortes: puede ser ajustado en su posición vertical.
- 5) Bolsa de recolección de viruta.
- 6) Ducto de descarga de viruta: conecta el ventilador centrífugo con la bolsa de recolección de viruta.
- 7) Ducto de aspiración de viruta: conecta la zona de corte con la boca de aspiración del ventilador centrífugo.
- 8) Conjunto motor-ventilador centrífugo: cumple la función de aspirar la viruta producida en el proceso y conducirla hacia la bolsa de recolección.

El diseño propuesto permite el movimiento vertical del conjunto de corte por medio de las guías lineales para realizar cortes verticales sobre las láminas de madera.

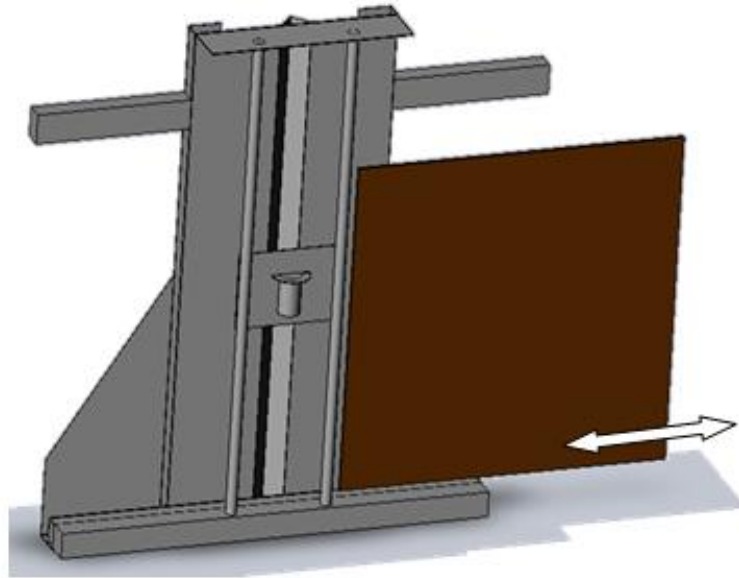
Figura 11. Máquina propuesta en corte vertical.



Fuente: Autor

El conjunto de corte se puede girar 90° y fijar en cierta posición vertical para permitir cortes horizontales mediante el movimiento relativo de las láminas de madera.

Figura 12. Máquina propuesta en corte horizontal.



Fuente: Autor

La máquina presenta un sistema de contrapeso para el conjunto de corte que permite un movimiento vertical de la sierra sin mayor esfuerzo físico por parte del operario.

En la tabla 11 se presentan unas especificaciones técnicas tentativas para el diseño de la Máquina de corte vertical para láminas de madera.

Tabla 11. Especificaciones técnicas Máquina de corte vertical

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS PROPUESTAS	
CAPACIDAD DEL MOTOR DE SIERRA	2 HP
CAPACIDAD DEL MOTOR DEL VENTILADOR	1.5 HP
CONEXIÓN ELÉCTRICA	120 V 1 FASE
DIMENSIONES (Largo x Ancho x Alto)	2600 X 1500 X 2000 mm
PESO	150 kg
ALTURA MÁXIMA DE CORTE	1800 mm
PROFUNDIDAD MÁXIMA DE CORTE	36 mm
DIÁMETRO DE LA SIERRA	7 1/4 pulg.
VELOCIDAD ANGULAR DE LA SIERRA	5800 RPM

Fuente: Autor

3.5 EVALUACION DE ALTERNATIVAS

Para la evaluación económica de las alternativas se tienen en cuenta precios aproximados de máquinas con características y especificaciones similares a las dadas para cada alternativa.

Para medir el parámetro de economía se tiene en cuenta el precio dado en las cotizaciones (VER ANEXO H) y su relación con la capacidad de corte en cuanto a dimensión de corte máximo que se puede realizar. La máxima dimensión de corte es la máxima medida de la pieza que se puede medir y cortar directamente con la máquina. Se toma este parámetro por ser el de mayor interés para el cliente.

Tabla 12. Análisis del parámetro de economía para las alternativas.

Alternativa	Precio	Dimensión máxima de corte	Costo/ mm de corte
1.Sierra tipo Sinfín	\$ 6.160.000	508 mm	12 126 pesos/mm
2.Sierra circular de banco	\$ 7.590.000	1270 mm	5 976 pesos/mm
3.Máquina de corte tipo sierra radial	\$ 5.900.000	720 mm	8 194 pesos/mm
4.Máquina de corte Vertical	\$ 7.057.753	1800 mm	3921 pesos/mm

Tabla 13. Evaluación de alternativas.

		ALTERNATIVA 1		ALTERNATIVA 2		ALTERNATIVA 3		ALTERNATIVA 4	
CRITERIOS DE EVALUACIÓN	Pi	Nota	Ponderación	Nota	Ponderación	Nota	Ponderación	Nota	Ponderación
MECANISMO SENCILLO	15,9%	4	0,636	4	0,636	3	0,477	5	0,795
POTENCIA ADECUADA	12,7%	2	0,254	2	0,254	3	0,381	5	0,635
COMPACTO	10,0%	4	0,400	3	0,300	3	0,300	4	0,400
ECONÓMICA	11,8%	2	0,236	3	0,354	3	0,354	5	0,590
ERGONOMÍA	13,2%	3	0,396	4	0,528	3	0,396	5	0,660
PRECISION	8,4%	5	0,420	5	0,420	5	0,420	5	0,420
SEGURIDAD	13,2%	3	0,396	3	0,396	4	0,528	5	0,660
PIEZAS Y HERRAMIENTAS ESTANDAR	6,7%	4	0,268	4	0,268	4	0,268	4	0,268
PROTECCION AMBIENTAL	8,0%	2	0,160	2	0,160	2	0,160	5	0,400
PUNTAJE		3,166		3,316		3,284		4,828	

Notas	1	Deficiente
	5	Optimo

Fuente: Autor

Se aplica una ponderación para evaluar el comportamiento de cada una de las alternativas y se llega a la conclusión, como se observa en el cuadro 2, que **la alternativa 4 es la que alcanza mayor puntaje**, cumple de manera global con los requerimientos de diseño y

Con estos resultados y los objetivos específicos, puede empezarse de manera certera un proceso de diseño detallado de los elementos de la máquina de corte de láminas de madera que cumpla con los requerimientos establecidos.

3.6 DESCRIPCIÓN DEL PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LA MÁQUINA A DESARROLLAR

El concepto básico de funcionamiento de la máquina para corte de láminas de madera desarrollada en el presente proyecto se basa en las siguientes características principales:

1. **Posición de corte de la materia prima:** los tableros o láminas de madera presentan dimensiones del orden de 1.8 metros de ancho por 2.4 metros de largo que al ser cortados en una posición horizontal con las caras paralelas al piso representa un área superficial considerable para el taller donde se encuentre ubicado. Por esta razón si la posición de corte de los tableros es inclinada a un ángulo aproximado de 15° con respecto a la vertical se produce un ahorro en el espacio dedicado para este proceso.
2. **Funcionamiento de la máquina:** el proceso de corte de las láminas de madera se hace mediante sierra circular. El conjunto de corte está conformado por el motor, un sistema de transmisión de potencia y por la herramienta. El corte de los tableros se puede desarrollar de dos modos:

✓ **Accionamiento en modo de corte vertical**

Se desarrolla de la siguiente manera: primero se hace el montaje y fijación de la pieza de trabajo y posteriormente se realiza manualmente por parte del operario un movimiento vertical del conjunto de corte.

✓ **Accionamiento en modo de corte horizontal**

Se desarrolla de la siguiente manera: se hace el giro de la herramienta para que el disco de corte quede en posición horizontal y se fija el conjunto de corte.

Posteriormente se hace un movimiento horizontal de la pieza de trabajo relativo al conjunto de corte que se encuentra asegurado.

- 3. Aspectos ergonómicos para el operario:** el conjunto de corte tiene un peso aproximado de 12 a 15 kgf que al realizar un movimiento libre vertical representa un gran esfuerzo para el trabajador. Por esta razón la maquina debe estar provista de un sistema de contrapeso que equilibre el peso del conjunto de corte así el operario solo debe aportar la fuerza de corte que puede estar entre 1 y 3 kgf. Por otro lado, manejar este tipo de tableros con dimensiones relativamente tan grandes se hace más sencillo y requiere menos esfuerzo si se realiza verticalmente y no horizontalmente.

- 4. Aspectos de protección ambiental y seguridad ocupacional:** Los residuos de madera (virutas y polvo) son agentes contaminantes que producen un ambiente nocivo para la salud del operario. Por esto la máquina para corte de láminas de madera incluye la característica de implementar un sistema de manejo de los desperdicios producidos durante el proceso.

Para el análisis de todo el conjunto de la maquina se ha realizado una división en tres sistemas: conjunto de corte, estructura y sistema de recolección de viruta.

4. SELECCIÓN DEL CONJUNTO DE CORTE

El conjunto de corte es el sistema que está en contacto directo con la materia prima para cumplir la función principal de la máquina.

Este sistema está compuesto por un motor eléctrico que se acopla a un sistema de transmisión de potencia que trasfiere el movimiento al eje de la herramienta.

El motor eléctrico debe cumplir las siguientes características: ser monofásico con una tensión de 120 V, poseer la capacidad de potencia necesaria para el proceso de corte según las especificaciones técnicas de las láminas de madera, tener el menor peso posible debido a su aplicación móvil y tener la facultad de trabajar de manera intermitente.

El sistema de transmisión de potencia debe garantizar la velocidad recomendada para la herramienta según el diámetro del disco de corte seleccionado.

4.1 ANALISIS TEÓRICO DEL PROCESO DE CORTE

El principio de funcionamiento que se implementará en la máquina de corte de láminas de madera será el de sierra circular. Consiste en una hoja que posee dientes afilados que gira a gran velocidad.

El análisis y el siguiente cálculo está basado en la teoría de maquinado y procesos de remoción de material ⁴.

Para el análisis del proceso se deben establecer los siguientes parámetros:

A. Diámetro del disco de sierra: comercialmente existen discos de sierra con diámetros de 7.25" (184 mm), 8.25" (210 mm), 10" (254 mm) y 12" (305 mm).

Para el análisis teórico se tomara el valor de 7.25".

⁴ GROOVER, Mikell. Fundamentos de Manufactura Moderna: materiales, procesos y sistemas. México: Prentice Hall, 2007. Cap 23 y 25.

- B. Número de dientes del disco de sierra: los discos de 7.25" se encuentran en el mercado en dos configuraciones 24 y 60 dientes según el acabado y la rapidez de corte que se desee. Para un corte más limpio se usan los discos de 60 dientes y para mayor rapidez los de 24 dientes. Para el análisis teórico se tomara el valor de 24 dientes.
- C. Espesor del diente de la sierra: para un disco de 24 dientes y diámetro 7.25" comercialmente el espesor del diente es de 2 milímetros. Para el disco de 60 dientes el espesor es de 2.4 milímetros.
- D. Profundidad de corte: Se toma como valor máximo de la profundidad de corte que corresponde al espesor máximo de la lámina de madera que se estableció en los objetivos específicos del proyecto como: 36 milímetros.
- E. Velocidad de avance: corresponde a la velocidad relativa entre la herramienta y la pieza de trabajo. Puede estar entre un amplio rango de valores dependiendo del espesor de la lamina. Para una lámina de 36 mm un valor de velocidad de avance de 6 [m/min] es adecuado ya que permite el corte de una lámina de 2 metros de longitud en un tiempo de 20 segundos.
- F. Avance por diente: corresponde al avance lineal de la herramienta relativo al paso de cada diente. El avance por diente en el proceso de corte por sierra circular es un parámetro que no se puede fijar en un valor determinado. Es variable y depende de la velocidad de avance establecida por el operario. Para el avance por diente se recomiendan los siguientes valores según el tipo de madera:

Tabla 14. Valores recomendados del avance por diente.

valores recomendados del avance al diente		
material		avance por un diente s_z [mm/diente]
madera blanda	corte longitudinal	0,2 - 0,3
	corte transversal	0,1 - 0,2
madera dura		0,06 - 0,15
aglomerado chapado		0,1 - 0,25
contrachapa		0,05 - 0,12
placas laminadas		0,05 - 0,1
metales no ferrosos y materias plásticas		0,02 - 0,05

Fuente: <http://www.pilana.com/es/ajuste-de-la-sierra-circular-en-la-maquina>

G. Velocidad de corte: corresponde a la velocidad relativa entre la herramienta y la pieza. Para maderas se recomiendan velocidades de corte entre 30 y 60 [m/s]. Para el cálculo se toma un valor intermedio de 40 [m/s].

H. Velocidad angular de la sierra: con el diámetro de la sierra y la velocidad de corte deseada se puede calcular fácilmente la velocidad de rotación de la sierra. Se muestra una tabla donde se tabulan datos de este valor según el diámetro y la velocidad de corte.

Tabla 15. Velocidad angular de la sierra circular.

D [mm]	revoluciones recomendadas [1/min]									
	velocidad de corte v_c [m/sec]									
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
100	1910	3820	5730	7640	9550	11460	13370	15280	17190	19100
150	1270	2550	3820	5100	6370	7640	8920	10190	11500	12730
200	960	1910	2870	3820	4780	5730	6690	7640	8600	9550
250	760	1530	2290	3060	3820	4590	5350	6110	6880	7640
300	640	1270	1910	2550	3180	3820	4460	5100	5740	6370
350	550	1090	1640	2180	2730	3280	3820	4370	4900	5460
400	480	960	1430	1910	2390	2870	3340	3820	4300	4780
450	430	850	1270	1700	2120	2550	2970	3400	3820	4250
500	380	760	1150	1530	1910	2290	2680	3060	3440	3820

Fuente: <http://www.pilana.com/es/ajuste-de-la-sierra-circular-en-la-maquina>

- I. Velocidad de remoción de material: corresponde al volumen de material removido en la línea de corte por unidad de tiempo. Tiene unidades de $\left[\frac{ft^3}{min}\right]$.
- J. Gravedad específica de la madera: la densidad de los tableros de madera comerciales se establecen así: 600 $[kg/m^3]$ para el TRIPLEX, y 700 $[kg/m^3]$ para el AGLOMERADO Y EL MDF. Se toma el valor de 700 $[kg/m^3]$ que corresponde por lo tanto la gravedad específica presenta un valor de 0.7.
- K. Potencia unitaria: corresponde al valor de potencia necesaria para remover un volumen específico de cierto material en un proceso de mecanizado. Para la madera se relaciona que el valor de potencia unitaria es proporcional al valor de la gravedad específica de la misma (basado en http://www.woodproductsonlineexpo.com/content.php/679/2178/wood_products_horsepower.html):

$$HP_u \approx 100 * SG \left[\frac{HP}{\frac{ft^3}{min}} \right]$$

- L. Potencia útil: corresponde a la potencia neta necesaria en el proceso de corte de láminas de madera mediante sierra circular. Para su cálculo se usa la siguiente fórmula teniendo en cuenta la consistencia de unidades:

$$Pot = HP_u * MRR [HP]$$

Se presenta en la tabla 16 un ejemplo del proceso de cálculo de potencia necesaria para el proceso de corte mediante sierra circular.

Tabla 16. Análisis teórico proceso de corte mediante sierra circular.

ANALISIS TEÓRICO PROCESO DE CORTE MEDIANTE SIERRA CIRCULAR		
Parámetro	Ecuación	Valor
Diámetro de la sierra	No aplica	$D = 7.25 [in]$ $= 184.1 [mm]$
Profundidad de corte	No aplica	$a_p = 1.42 [in]$ $= 36 [mm]$
Espesor del diente de la sierra	No aplica	$a_e = 0.079 [in]$ $= 2 [mm]$
Numero de dientes de la sierra	No aplica	$z = 24 [dientes]$
Velocidad de corte	No aplica	$v_c = 1575 \left[\frac{in}{s} \right]$ $= 40 \left[\frac{m}{s} \right]$
Velocidad angular de la sierra	$n = \frac{60 * v_c}{\pi * D}$	$n = 4150 [RPM]$
Velocidad de avance	No aplica	$v_z = 6 \left[\frac{m}{min} \right]$ $= 236.2 \left[\frac{in}{min} \right]$ $= 19.69 \left[\frac{ft}{min} \right]$

Avance por diente	$f_z = \frac{v_z}{n * z}$	$f_z = 0.002371 \left[\frac{in}{diente} \right]$ $= 0.06 \left[\frac{mm}{diente} \right]$
Velocidad de remoción de material	$MRR = v_z * a_p * a_e$	$MRR = 26.5 \left[\frac{in^3}{min} \right]$ $= 0.01533 \left[\frac{ft^3}{min} \right]$
Gravedad específica de la madera	No aplica	$SG = 0.7$
Potencia Unitaria	$HP_u \approx 100 * SG$	$HP_u = 70 \left[\frac{HP}{\frac{ft^3}{min}} \right]$
Potencia útil	$Pot = HP_u * MRR$	$Pot = 1.22 [HP]$ $= 915 [W]$

Fuente: Autor

Considerando una eficiencia mecánica de 90%, se estima que la potencia nominal del motor que cubra los requerimientos del proceso debe ser:

$$Pot_{motor} = \frac{Pot}{n_{mec}} = \frac{1.22}{0.85} = 1.36 [HP]$$

Para la selección se normaliza el valor de potencia del motor a **1.5 [HP]** y se define la velocidad de rotación de la herramienta en un valor aproximado de **4150 [RPM]**.

4.2 ALTERNATIVAS DE SELECCIÓN DEL CONJUNTO DE CORTE

Se establecen los requerimientos de diseño y especificaciones para la selección del motor eléctrico:

A. Potencia nominal del motor: 1.5 [HP].

- B. Velocidad angular aproximada de la herramienta (disco de sierra): 4150 [RPM].
- C. Motor de una fase con una tensión de 120 V.
- D. Garantizar el menor peso posible del conjunto de corte debido a su montaje móvil.
- E. El conjunto de corte trabaja de manera no continua.

4.2.1 Alternativa 1: Conjunto de corte basado en motor monofásico de inducción

Lo motores de inducción o también conocidos como jaula y ardilla presentan las siguientes características:

- ✓ Buena regulación de la velocidad de operación.
- ✓ Par de arranque moderado.
- ✓ Su mantenimiento es sencillo.
- ✓ Son usados y recomendados para aplicaciones de régimen continuo.
- ✓ Son muy comerciales y se encuentran en diversas configuraciones.

Se plantea la opción de un motor monofásico de inducción con arranque por capacitor marca WEG con las siguientes características:

Tabla 17. Especificaciones técnicas motor monofásico marca WEG.

Potencia		Carcasa IEC	RPM	Corriente nominal en 220V A	Corriente con rotor bloqueado Ip / In	Momento Nominal Cn (NM)	Momento con rotor bloqueado Cp / Cn	Momento máximo Cmax. Cn	Rendimiento η%			Factor de Potencia Cos φ			Factor de servicio F.S.	Momento de Inercia J kgm ²	Tiempo max. con rotor bloqueado en caliente / frío (s)	Peso aprox. (kg)
kW	HP								% de la potencia nominal									
								50	75	100	50	75	100					
II Polos - 3000 rpm																		
0,37	0,5	71	2910	3,10	6,5	0,12	3	2,9	52	62	66	0,64	0,74	0,82	1,00	0,0005	6/13	13,5
0,37	0,5	71	2910	3,10	6,5	0,12	3	2,9	52	62	66	0,64	0,74	0,82	1,00	0,0005	6/13	13,5
0,55	0,75	71	2890	4,00	5,2	0,19	2,2	2,3	56	63,5	69,6	0,72	0,84	0,9	1,00	0,0006	6/13	14
0,55	0,75	71	2890	4,00	5,2	0,19	2,2	2,3	56	63,5	69,6	0,72	0,84	0,9	1,00	0,0006	6/13	14
0,75	1	80	2900	5,60	7	0,25	3	2,8	65	71,5	73,5	0,7	0,77	0,82	1,00	0,001	6/13	18,5
0,75	1	80	2900	5,60	7	0,25	3	2,8	65	71,5	73,5	0,7	0,77	0,82	1,00	0,001	6/13	18,5
1,1	1,5	80	2860	7,64	6	0,38	2,5	2,3	75	77	77	0,68	0,79	0,85	1,00	0,001	6/13	18,9
1,1	1,5	80	2860	7,64	6	0,38	2,5	2,3	75	77	77	0,68	0,79	0,85	1,00	0,001	6/13	18,9

Fuente: Catálogo motores Marca WEG.

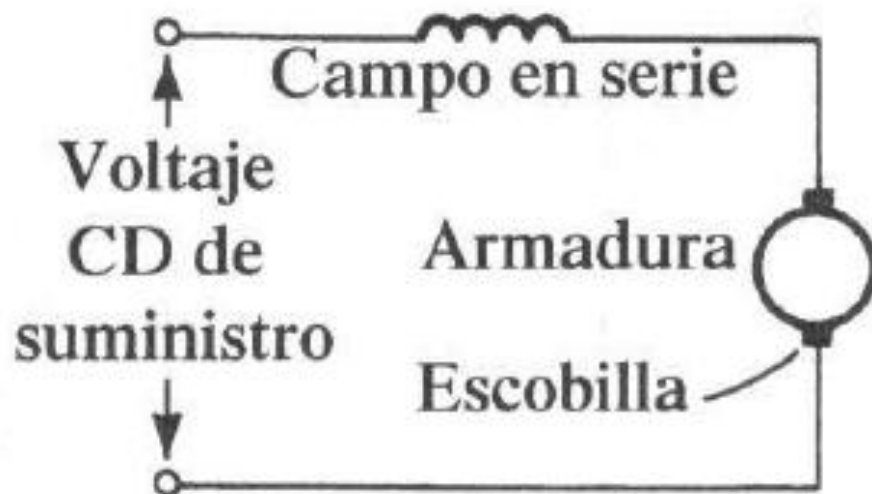
Se destacan los siguientes detalles:

- ✓ Alta relación Peso/Potencia superior a 15 [kg/HP].
- ✓ Alta relación Tamaño/Potencia (son relativamente grandes)
- ✓ El precio es relativamente alto.
- ✓ No se recomienda para régimen intermitente.

4.2.2 Alternativa 2: Conjunto de corte basado en motor universal

Los motores universales son un tipo de motores de corriente alterna que presenta una construcción similar a la de un motor de corriente continua devanado en serie⁵. El campo electromagnético se conecta en serie con la armadura giratoria como se observa en la figura 13.

Figura 13. Circuito eléctrico motor universal.



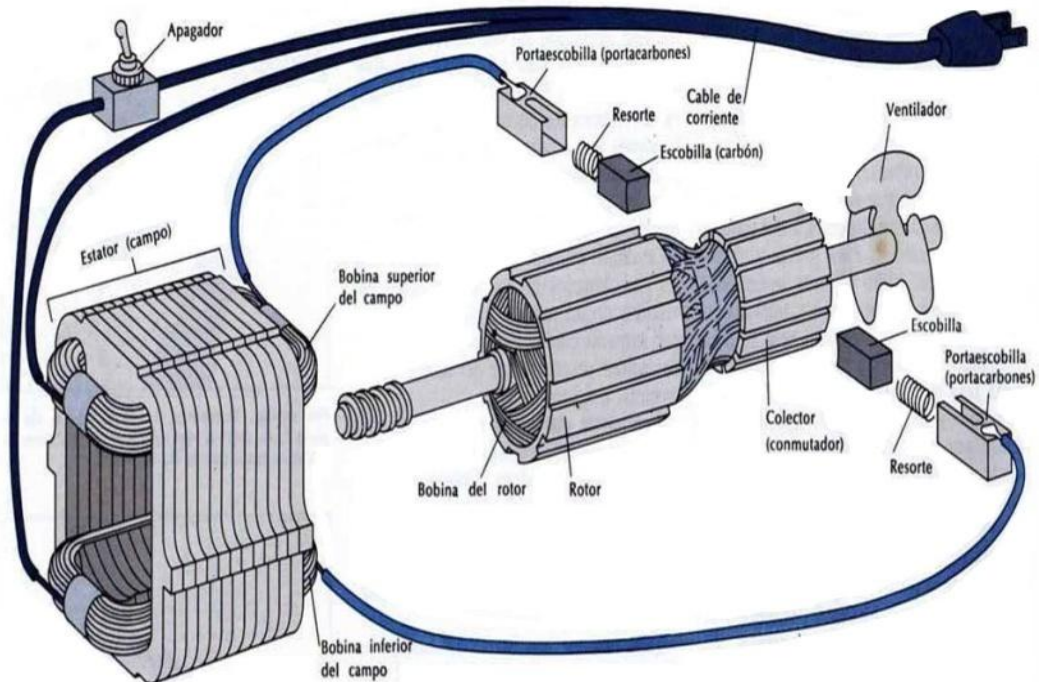
Fuente: FRAILE, Jesús; Maquinas eléctricas.

⁵ MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Education, 2006. Cap. 21.

El rotor tiene bobinas eléctricas de cobre conectadas con el circuito externo a través de un conmutador en el eje, que es un tipo de ensamble de anillos deslizantes formado por varios segmentos de cobre, sobre los que cabalgan escobillas de carbón estacionarias. El contacto se mantiene con una ligera presión de resortes.

Los motores universales giran a grandes velocidades entre 3500 y 20000 [RPM]. Esto representa una alta relación de potencia a peso y de potencia a tamaño, lo cual hace que este tipo de motor sea ampliamente usado para accionar herramientas de tipo manual como taladros, pulidoras y sierras ⁶.

Figura 14. Elementos de un motor universal.



Fuente: FRAILE, Jesús; Maquinas eléctricas.

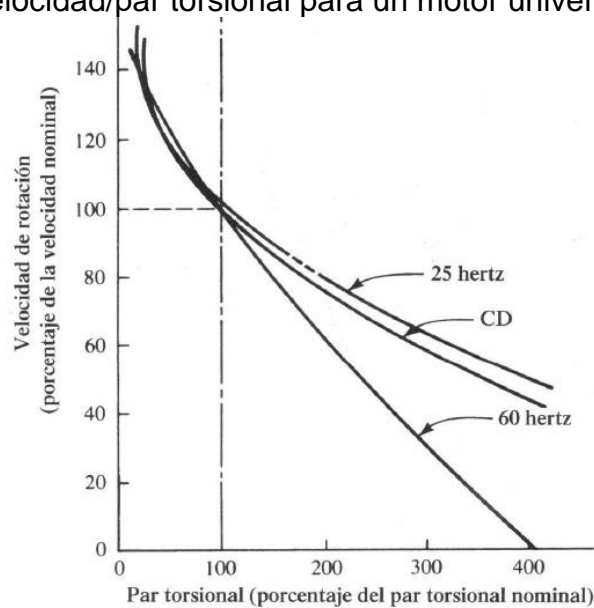
⁶ FRAILE, Jesús. Máquinas eléctricas. Madrid: McGraw-Hill, 2003. Cap 2.

En la figura 15 se muestra un conjunto típico de curva velocidad/ par torsional para un motor universal; se ve el funcionamiento para corriente alterna de 60 Hz y 25 Hz, y para corriente continua. Se observa que la operación cerca de la carga nominal es parecida, independientemente de la naturaleza de la corriente. También se ve que estos motores tienen mala regulación de la velocidad, es decir, la velocidad varía mucho con la carga.

Se destacan las siguientes características de estos motores:

- ✓ Baja relación peso/potencia inferior a 5 [kg/HP].
- ✓ Baja relación potencia/tamaño (son relativamente pequeños).
- ✓ Buen par de arranque.
- ✓ Precio relativamente económico.
- ✓ Grandes velocidades de giro (3500 – 20000 RPM).
- ✓ Gran variación de la velocidad respecto de la carga.
- ✓ No se recomiendan para uso continuo ni prolongado (ejemplo bombas hidráulicas).
- ✓ Mantenimiento relativamente complejo por la presencia de escobillas.

Figura 15. Curva velocidad/par torsional para un motor universal.



Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Maquinas.

Los motores universales presentan una característica en el mercado local y es que no se encuentran disponibles de manera individual. Los fabricantes de herramientas manuales los diseñan, manufacturan y ensamblan directamente según la aplicación. Comercialmente se encuentra una amplia oferta de herramientas manuales para corte que están equipadas con este tipo de motores. Por estas razones se presenta la opción de seleccionar una sierra circular de algún fabricante de herramientas manuales que cumpla los requerimientos de diseño.

Entre los fabricantes de herramientas manuales se hace una distinción entre herramientas para uso ocasional y herramientas para uso intensivo. La diferencia radica entre las capacidades de los elementos de la máquina especialmente los rodamientos y los engranajes. Fabricantes de herramientas para uso ocasional se encuentran BLACK & DECKER y SKIL. Para uso intensivo se encuentran BOSCH, DEWALT y MAKITA.

Se presenta la alternativa de seleccionar la sierra circular de la marca MAKITA con referencia 5007N con las siguientes especificaciones técnicas.

Figura 16. Especificaciones técnicas Sierra MAKITA 5007N.

ESPECIFICACIONES		
Diámetro de la hoja		7-1/4"
Eje Central		5/8"
Velocidad sin carga		5,800 RPM
Amperes		15.0
Máx. capacidad de corte	a 90°	2-1/2"
	a 45°	1-3/4"
	a 56°	1-3/8"
Peso neto		11.0 lbs.
Peso de embalaje		16.0 lbs.



Fuente: Catalogo herramientas eléctricas MAKITA.

La potencia eléctrica de esta herramienta está dada por el consumo máximo de corriente 15 Amperios lo que indica una potencia de 1800 W (120 voltios). La eficiencia total (eléctrica y mecánica) de este tipo de herramientas es estimada por los fabricantes entre 55% y 65%. Por esto la potencia neta entregada por esta sierra en el proceso de corte está entre 990 [W] y 1170 [W]. El requerimiento de potencia neta calculada en el análisis teórico es de 910 [W]. La velocidad de angular bajo carga de este tipo de sierra es de aproximadamente 70% de la velocidad sin carga, es decir, que bajo carga la velocidad de la sierra será de 4060 [RPM]. Los valores de potencia y velocidad de la herramienta cumplen con los requerimientos de diseño.

4.2.3 Criterios de selección

La selección del conjunto de corte se hace teniendo en cuenta los siguientes tres criterios:

- ✓ Garantizar el menor peso y tamaño posible debido a que el conjunto de corte es una aplicación móvil.
- ✓ Seleccionar un motor que pueda trabajar en un régimen no continuo e intermitente (encendidos y apagados en corto tiempo).
- ✓ Factor económico.

Análisis de la alternativa 1: Conjunto de corte basado en motor monofásico de inducción.

Para esta opción el peso del motor supera los 18 kilogramos, además hay que adicionar el peso del sistema de transmisión de potencia para aumentar la velocidad angular. El peso final del conjunto de corte a partir de esta alternativa sería aproximadamente de 25 kilogramos. Por otro lado las dimensiones de esta alternativa serían más grandes que la alternativa 2.

El motor de inducción seleccionado presenta un tiempo de arranque debido al devanado de arranque que se desconecta después de vencer la inercia y llegar a la velocidad nominal. Por esto no se recomienda para un régimen no continuo y tan intermitente.

Análisis de la alternativa 2: Conjunto de corte basado en motor universal.

Para esta opción el peso total del ensamble **motor, sistema de transmisión y disco de corte** es de 5.2 kilogramos. Presenta un tiempo de arranque muy corto y se recomienda su uso en régimen intermitente. El precio resulta más económico en comparación a la alternativa 1.

Del análisis de las dos alternativas se concluye que la opción 2 es la más adecuada y cumple con los requerimientos de la aplicación.

4.3 ANALISIS EXPERIMENTAL DEL CONJUNTO DE CORTE SELECCIONADO

Se diseña un experimento sencillo para analizar el comportamiento del conjunto de corte y la relación de las variables que intervienen en el proceso.

Descripción del experimento: consiste en realizar cortes a probetas de láminas de madera, variando el tipo de lámina, el espesor de la lámina, número de dientes del disco de la sierra y velocidad de avance de la herramienta.

Equipo utilizado: pinza amperimétrica FLUKE 337, sierra circular MAKITA 5007N, discos de corte de 7.25" (24 y 60 dientes), cronómetro, prensas de tornillo para fijar las probetas sobre una mesa.

Dimensiones de las probetas: longitud de 1.2 metros, ancho de 20 centímetros y espesor de 9 y 18 milímetros. A las probetas se les realiza un corte de 1

centímetro por cada prueba, así se pueden realizar 12 pruebas por probeta (tener en cuenta el espesor del disco de sierra y espacio para prensar la probeta).

Figura 17. Ejecución de una prueba del experimento.



Fuente: Autor

Parámetros del experimento:

- ✓ **Tipo de lámina:** se usaron tableros de madera contrachapada (TRIPLEX), tableros aglomerados y tableros de fibras (MDF).

- ✓ **Espesor de la lámina:** se realizaron pruebas con 4 diferentes espesores de lámina, 9, 18, 27 y 36 milímetros. Las probetas solo tenían un espesor de 9 y 18 milímetros, por esto para obtener el espesor de 36 mm se colocaban 2 láminas de 18 mm.

Figura 18. Tipos de lámina de madera para el experimento.



Fuente: Autor

- ✓ **Número de dientes del disco de sierra:** se usaron dos discos de sierra de 7.25", uno de 24 dientes y el otro de 60.

Figura 19. Disco de sierra usados en el experimento.



Fuente: Autor

- ✓ **Velocidad de avance:** conociendo la longitud del corte que corresponde a la longitud de la probeta (1.2 metros), se mide el tiempo necesario para realizar el corte y con estos dos datos se calcula la velocidad promedio de avance. La persona que maneja la sierra en el experimento debe tratar de mantener una velocidad de avance constante. Se tomaron tres velocidades de avance: baja, media y alta. La velocidad baja corresponde a aquella que toma un tiempo aproximado de 20 a 28 segundos para realizar el corte. La velocidad media aquella aproximada a 15 segundos. La velocidad alta aquella que toma menos de 10 segundos.
- ✓ **Corriente eléctrica consumida:** mediante la pinza amperimétrica se mide el consumo de corriente durante cada prueba. Con este valor y conociendo el voltaje del sistema se puede calcular la potencia eléctrica consumida por la sierra para cada escenario propuesto.

Figura 20. Pinza amperimétrica FLUKE 337.



Fuente: Autor

En total se realizaron 54 pruebas, 18 por cada tipo de lámina.

Tabla 18. Parámetros del experimento.

TIPO DE LAMINA	NUMERO DE DIENTES DEL DISCO	ESPESORES DE LAMINA	VELOCIDAD DE AVANCE
MDF	24 DIENTES	9 mm	ALTA
TRIPLEX	60 DIENTES	18 mm	MEDIA
AGLOMERADO		36 mm	BAJA

Fuente: Autor.

Datos generales obtenidos durante las pruebas:

Tabla 19. Datos generales del experimento.

Voltaje del sistema	132.8 [V]
Corriente consumida por la sierra sin carga (en vacío)	6.4 [A]
Longitud del corte	1.2 [m]

Fuente: Autor.

Los datos obtenidos durante las pruebas experimentales se tabulan teniendo en cuenta el tipo de disco usado (24 y 60 dientes). Posteriormente se grafica el consumo de corriente en función de la velocidad de avance para los tres espesores de lamina y según el disco usado.

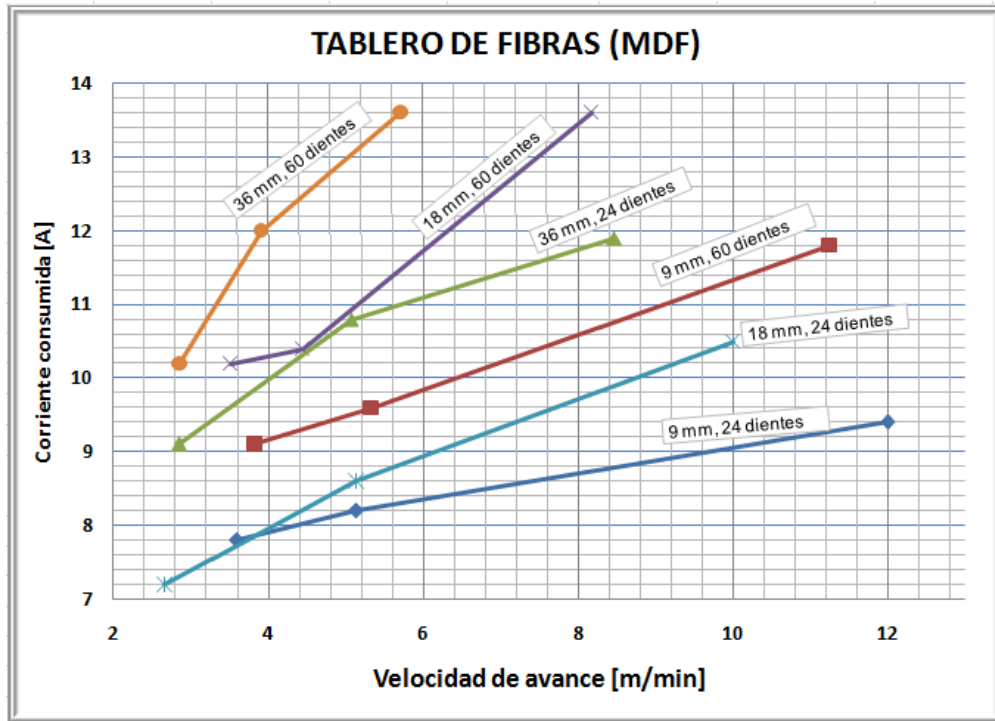
1. Tablero de fibras (MDF)

Tabla 20. Resultados del experimento para el MDF.

MDF 24 DIENTES				MDF 60 DIENTES			
TIEMPO [s]	VELOCIDAD [m/min]	ESPESOR [mm]	CORRIENTE [A]	TIEMPO [S]	VELOCIDAD [M/MIN]	ESPESOR [MM]	CORRIENTE [A]
6	12	9	9,4	7,2	10,0	9	10,5
14,0	5,1	9	8,2	14,0	5,1	9	8,6
20,0	3,6	9	7,8	27,0	2,7	9	7,2
6,4	11,3	18	11,8	8,5	8,5	18	11,9
13,5	5,3	18	9,6	14,2	5,1	18	10,8
18,8	3,8	18	9,1	25,2	2,9	18	9,1
8,8	8,2	36	13,6	12,6	5,7	36	13,6
16,2	4,4	36	10,4	18,4	3,9	36	12,0
20,5	3,5	36	10,2	25,2	2,9	36	10,2

Fuente: Autor.

Figura 21. Grafica resultados del experimento para el MDF.



Fuente: Autor.

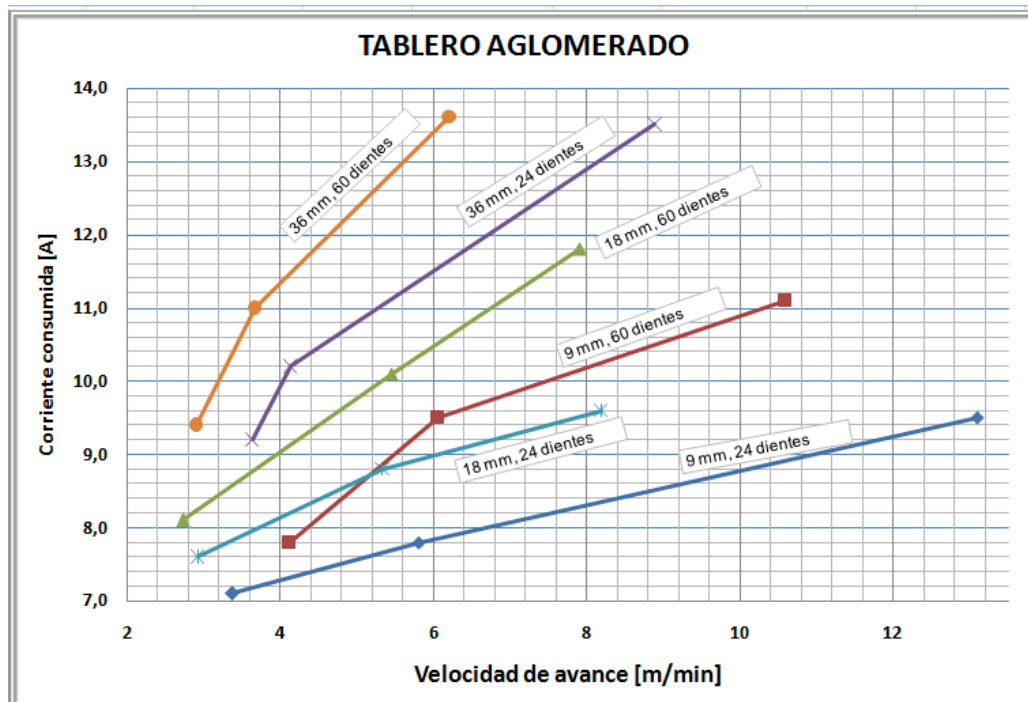
2. Tablero Aglomerado

Tabla 21. Resultados del experimento para los tableros aglomerados.

AGLOMERADO 24 DIENTES				AGLOMERADO 60 DIENTES			
TIEMPO [s]	VELOCIDAD [m/min]	ESPESOR [mm]	CORRIENTE [A]	TIEMPO [S]	VELOCIDAD [M/MIN]	ESPESOR [MM]	CORRIENTE [A]
5,5	13,1	9	9,5	8,8	8,2	9	9,6
12,4	5,8	9	7,8	13,5	5,3	9	8,8
21,3	3,4	9	7,1	24,6	2,9	9	7,6
6,8	10,6	18	11,1	9,1	7,9	18	11,8
11,9	6,1	18	9,5	13,2	5,5	18	10,1
17,5	4,1	18	7,8	26,4	2,7	18	8,1
8,1	8,9	36	13,5	11,6	6,2	36	13,6
17,4	4,1	36	10,2	19,6	3,7	36	11,0
19,8	3,6	36	9,2	24,8	2,9	36	9,4

Fuente: Autor.

Figura 22. Grafica resultados del experimento para los tableros aglomerados.



Fuente: Autor.

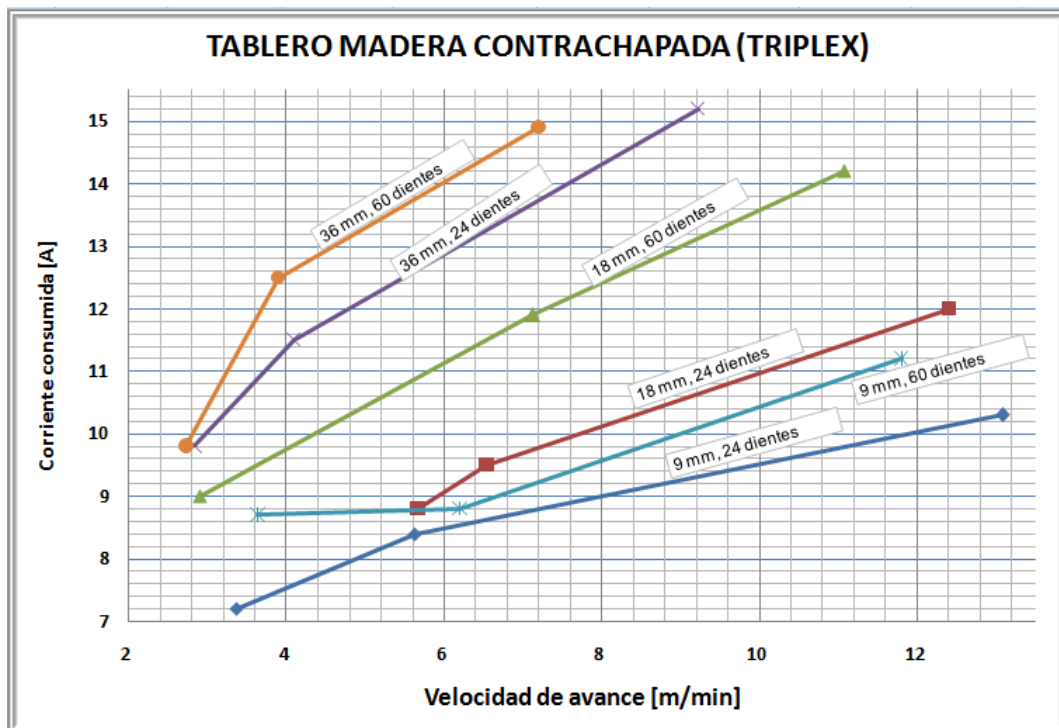
3. Tablero de madera contrachapada (TRIPLEX)

Tabla 22. Resultados del experimento para el TRIPLEX.

TRIPLEX 24 DIENTES				TRIPLEX 60 DIENTES			
TIEMPO [s]	VELOCIDAD [m/min]	ESPESOR [mm]	CORRIENTE [A]	TIEMPO [S]	VELOCIDAD [M/MIN]	ESPESOR [MM]	CORRIENTE [A]
5,5	13,1	9	10,3	6,1	11,8	9	11,2
12,8	5,6	9	8,4	11,6	6,2	9	8,8
21,4	3,4	9	7,2	19,8	3,6	9	8,7
5,8	12,4	18	12,0	6,5	11,1	18	14,2
11,0	6,5	18	9,5	10,1	7,1	18	11,9
12,7	5,7	18	8,8	24,8	2,9	18	9,0
7,8	9,2	36	15,2	10,0	7,2	36	14,9
17,6	4,1	36	11,5	18,5	3,9	36	12,5
25,4	2,8	36	9,8	26,4	2,7	36	9,8

Fuente: Autor.

Figura 23. Grafica resultados del experimento el TRIPLEX.



Fuente: Autor.

4.3.1 Cálculo de pérdidas de potencia en el conjunto de corte

Existe un fracción de la potencia absorbida que se convierte en calor y prácticamente no se utiliza, constituyendo las llamadas pérdidas de la maquina. Desde el punto de vista físico, una maquina tiene un circuito eléctrico, constituido por devanados del inductor e inducido, donde se producen unas **pérdidas por efecto Joule** (fenómeno por el cual si en un conductor circula corriente eléctrica, parte de la energía cinética de los electrones se transforma en calor debido a los choques que sufren con los átomos del material conductor por el que circulan, elevando la temperatura del mismo), llamadas vulgarmente **perdidas en el cobre**, por ser este material el más usado en la fabricación de bobinas.

Por otra parte los arrollamientos se colocan en una estructura magnética, realizadas con chapas de acero que ofrecen debido a los campos magnéticos variables unas pérdidas denominadas **perdidas en el hierro**.

También aparecen **perdidas mecánicas** debidas a los rozamientos o fricciones de las diversas partes del sistema ⁷.

- ✓ **Perdidas en el cobre:** son de tipo variable y dependen de la corriente que circula por el sistema y se basa en la siguiente fórmula:

$$P_{cu} = R * i^2$$

En donde R corresponde a la resistencia total de los conductores, i la corriente que circula por los conductores. Su valor es pequeño en comparación con las otras pérdidas.

- ✓ **Perdidas en el hierro:** su cálculo teórico es complejo y difícil de determinar con exactitud, pero puede ser consideradas como una pérdida constante. Estas pérdidas se transforman en calor en la masa del acero.

⁷ FRAILE, Jesús. Máquinas eléctricas. Madrid: McGraw-Hill, 2003. Sección 2-5.

- ✓ **Pérdidas mecánicas:** son debidas a los rozamientos de los cojinetes y de los componentes mecánicos del sistema, a la fricción de las escobillas y a la ventilación (rozamiento del aire). Las pérdidas por fricción y rozamiento son directamente proporcionales a la velocidad mientras que la pérdida por ventilación es proporcional a la tercera potencia de la velocidad.

$$P_m = A * n + B * n^3$$

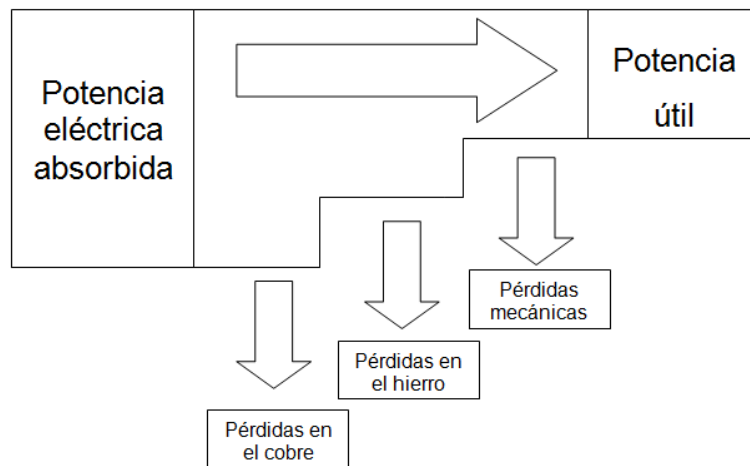
Siendo n la velocidad angular del motor y A, B constantes.

Como estas pérdidas solo dependen de la velocidad y en un motor la variación de velocidad no es tan grande, se puede aproximar que las pérdidas mecánicas permanecen constantes.

El valor de las pérdidas mecánicas corresponde a la mayor proporción del total de pérdidas.

Según lo anterior existen dos tipos de pérdidas: **fijas o constantes** (pérdidas en el hierro y pérdidas mecánicas) y **pérdidas variables** (pérdidas en el cobre).

Figura 24. Pérdidas de potencia en motor eléctrico.



Fuente: Autor.

De manera práctica se pueden calcular y aproximar las pérdidas del conjunto de corte.

Consiste en medir la corriente que consume el motor en vacío, es decir, bajo carga cero. De esta manera con el voltaje del sistema y asumiendo un factor de potencia, se puede hacer una cuantificación aproximada de la potencia perdida.

$$Pot_{perdidas} = V * I_{vacio} * \cos(\emptyset)$$

Siendo $Pot_{perdidas}$: Potencia correspondiente a las pérdidas; V : voltaje del sistema; I_{vacio} : corriente consumida en vacío; $\cos(\emptyset)$: factor de potencia.

Se asume un factor de potencia de 0.8; de los datos medidos durante el experimento tenemos Voltaje del sistema= 132.8 [V] y corriente en vacío= 6.4 [A].

El valor aproximado de la **potencia de pérdidas en el conjunto de corte** corresponde a:

$$Pot_{perdidas} = 132.8 * 6.4 * 0.8 = 679.9 [W]$$

4.3.2 Cálculo de la potencia útil suministrada por el conjunto de corte

La potencia útil suministrada por el conjunto de corte en cada prueba corresponde al valor de la potencia eléctrica consumida menos el valor de la potencia de pérdidas.

$$Pot_{util} = Pot_{consumida} - Pot_{perdidas}$$

Como un ejemplo de cálculo se presentan los datos obtenidos en la prueba con los siguientes parámetros y resultados:

- ✓ Tipo de lámina: TRIPLEX.
- ✓ Espesor de Lamina: 36 [mm]
- ✓ Numero de dientes de la sierra: 60 dientes.
- ✓ Velocidad de avance: 7.2 [m/min].
- ✓ Corriente consumida: 14.9 [A].

$$Pot_{consumida} = V * I_{consumida} * \cos(\phi)$$

$$Pot_{consumida} = 132.8 * 14.9 * 0.8 = 1583.0 [W]$$

$$Pot_{util} = Pot_{consumida} - Pot_{perdidas}$$

$$Pot_{util} = 1578.2 - 679.9 = 903.1 [W]$$

4.3.3 Comparación entre el análisis teórico y el análisis experimental

Se realiza la comparación entre los resultados a partir del cálculo teórico y los resultados del análisis experimental de 36 de las 54 pruebas y se obtiene el porcentaje de error.

Tabla 23. Comparación Teórico-experimental para el MDF.

MDF						
NUMERO DE DIENTES	ESPESOR [mm]	VELOCIDAD [m/min]	CORRIENTE [A]	POTENCIA EXPERIMENTAL [W]	POTENCIA TEORICA [W]	ERROR [%]
24	9	12	9,4	318,8	398,2	19,9
24	9	5,1	8,2	191,3	169,2	13,0
24	18	11,3	11,8	573,7	749,9	23,5
24	18	5,3	9,6	340,0	351,7	3,3
24	36	8,2	13,6	765,0	1088	29,7
24	36	4,4	10,4	425,0	584	27,2
60	9	10	10,5	435,6	398,2	9,4
60	9	5,1	8,6	233,8	203,1	15,1
60	18	8,5	11,9	584,4	676,9	13,7
60	18	5,1	10,8	467,5	406,1	15,1
60	36	5,7	13,6	765,0	907,8	15,7
60	36	3,9	12,0	595,0	621,1	4,2

Fuente: Autor.

Tabla 24. Comparación Teórico-experimental para el Aglomerado.

AGLOMERADO						
NUMERO DE DIENTES	ESPESOR [mm]	VELOCIDAD [m/min]	CORRIENTE [A]	POTENCIA EXPERIMENTAL [W]	POTENCIA TEORICA [W]	ERROR [%]
24	9	13,1	9,5	329,4	434,7	24,2
24	9	5,8	7,8	148,8	192,4	22,7
24	18	10,6	11,1	499,4	703,4	29,0
24	18	6,1	9,5	329,4	404,8	18,6
24	36	8,9	13,5	754,3	1181,0	36,1
24	36	4,1	10,2	403,7	544,2	25,8
60	9	8,2	9,6	340	326,5	4,1
60	9	5,3	8,8	255,0	211,0	20,8
60	18	7,9	11,8	573,7	629,1	8,8
60	18	5,5	10,1	393,1	438,0	10,2
60	36	6,2	13,6	765,0	987,5	22,5
60	36	3,7	11,0	488,7	589,3	17,1

Tabla 25. Comparación Teórico-experimental para el TRIPLEX.

TRIPLEX						
NUMERO DE DIENTES	ESPESOR [mm]	VELOCIDAD [m/min]	CORRIENTE [A]	POTENCIA EXPERIMENTAL [W]	POTENCIA TEORICA [W]	ERROR [%]
24	9	13,1	10,3	414,4	372,6	11,2
24	9	5,6	8,4	212,5	159,3	33,4
24	18	12,4	12,0	595,0	705,3	15,7
24	18	6,5	9,5	329,4	369,7	10,9
24	36	9,2	15,2	934,9	1047,0	10,7
24	36	4,1	11,5	541,9	466,4	16,2
60	9	11,8	11,2	510	402,7	26,6
60	9	6,2	8,8	255,0	211,6	20,5
60	18	11,1	14,2	828,7	757,7	9,4
60	18	7,1	11,9	584,4	484,6	20,6
60	36	7,2	14,9	903,1	982,9	8,1
60	36	3,9	12,5	648,1	532,4	21,7

4.3.4 Conclusiones del experimento

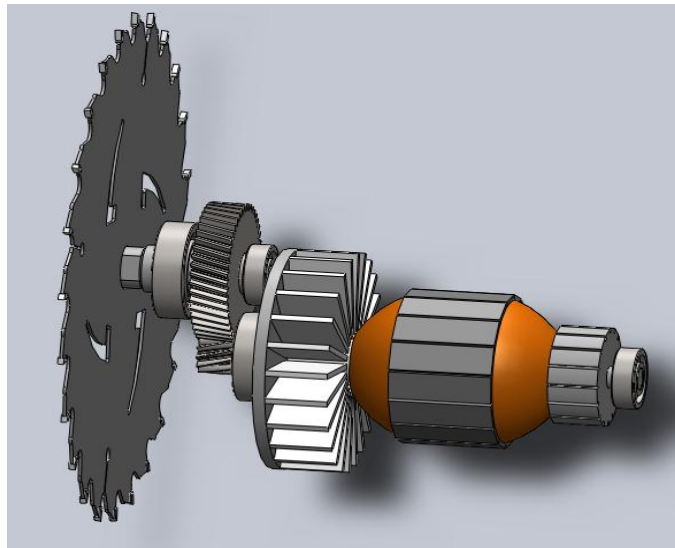
- ✓ El consumo de potencia cuando se usa un disco de corte de 24 dientes es menor que cuando se usa un disco de 60 dientes. Según el cálculo teórico esto no se debe en sí al número de dientes, ya que este valor no cambia el resultado de potencia, lo que interviene en el cálculo es el espesor del diente. Para el disco de 24 dientes el espesor es de 2 mm, y para el de 60 es de 2.4 mm. Por esta razón el disco de 60 dientes consume más potencia que el de 24 dientes. Esta tendencia también se observa claramente en los resultados experimentales
- ✓ Se comprueba, como era de esperarse, que el consumo de potencia aumenta proporcionalmente si el espesor de la lámina es mayor. También se evidencia que la velocidad de avance de la sierra es el factor más influyente en el consumo de potencia. El consumo de corriente es muy sensible a la variación de la velocidad de avance.
- ✓ De la realización de las pruebas se concluye que velocidades de avance superiores a 8 [m/min] son innecesarias, debido a que realizar el corte de una lámina de 2 metros de longitud en menos de 15 segundos es más que suficiente y adecuado para el proceso.
- ✓ De la comparación de los análisis teórico y experimental se presentan errores entre 3 y 36%. En la mayoría de casos el error es inferior al 20% lo que indica que el análisis teórico es una buena aproximación del proceso real y un buen punto de partida para calcular la potencia necesaria para el corte de madera mediante sierra circular.
- ✓ En los casos de los tableros de MDF y AGLOMERADO los valores de la potencia calculados teóricamente son mayores a los resultados obtenidos experimentalmente. Para el caso del TRIPLEX el resultado medido es mayor al

calculado. Esto se debe a que en el cálculo teórico de la potencia no se tienen en cuenta factores de resistencia mecánica. El TRIPLEX presenta una menor densidad que los otros dos tipos de tableros pero una mayor resistencia mecánica debido a su configuración de chapas de madera con las fibras alternadas.

4.4 ANALISIS INGENIERIL DEL CONJUNTO DE CORTE SELECCIONADO

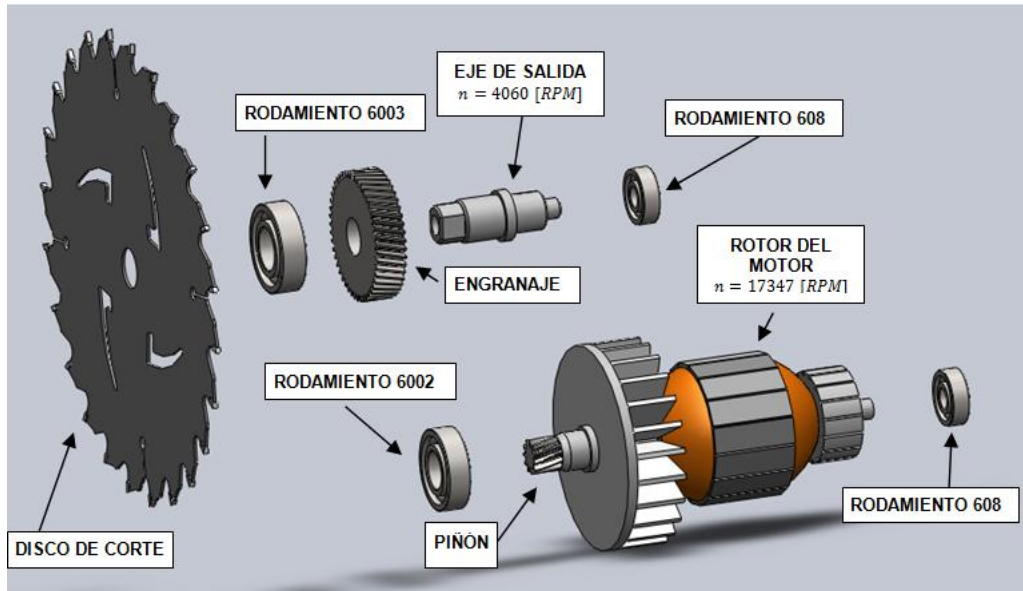
Se realizó un análisis de esfuerzos para los elementos principales del mecanismo de la sierra circular de marca MAKITA con referencia 5007N. El punto de partida de los cálculos corresponde al valor de potencia útil que se toma como 950 [W] un poco más del valor máximo medido experimentalmente. Las dimensiones de los elementos analizados son reales de la maquina. Los materiales de los elementos no son conocidos y en el análisis se suponen teniendo en cuenta el material con las propiedades más bajas que puede ser utilizado en la aplicación.

Figura 25. Ensamble del mecanismo de transmisión para la sierra MAKITA 5007N.



Fuente: Autor.

Figura 26. Elementos del mecanismo de transmisión para la sierra MAKITA 5007N.



Fuente: Autor.

4.4.1 Herramienta: Disco de corte

Se considera que el mayor esfuerzo se presentara en la base del diente de la sierra. Debido a la complejidad de la geometría se realiza la aproximación del diente a una viga en voladizo. El análisis incluye cálculos teóricos y un análisis mediante el software de elementos finitos SIMULATION de SOLIDWORKS.

En la tabla 25 se muestra el análisis teórico del esfuerzo para un disco de sierra circular de 24 dientes.

Tabla 26. Análisis de esfuerzo disco de sierra.

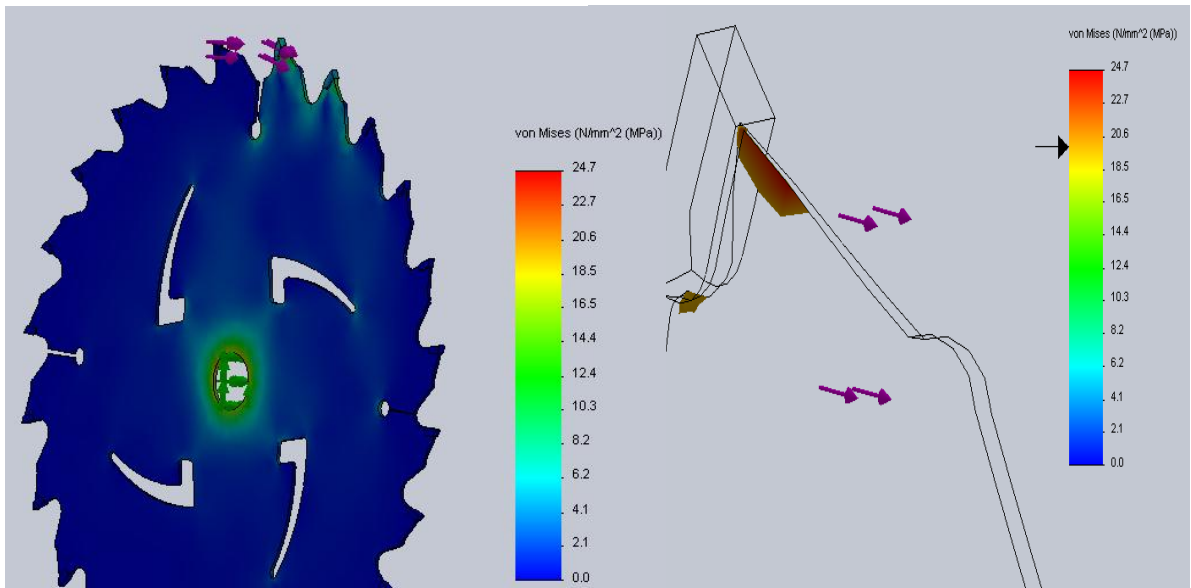
ANÁLISIS DE ESFUERZO DISCO DE SIERRA CIRCULAR 24 DIENTES		
Parámetro	Ecuación	Valor
Potencia útil	No aplica	$Pot = 950 [W]$
Velocidad angular de la sierra	No aplica	$n = 4060 [RPM]$ $= 425.2 [rad/s]$
Torque	$Pot = T * n$	$T = 2.234 [N * m]$
Diámetro del disco de sierra	No aplica	$D = 7.25 [in]$ $= 0.184 [m]$
Fuerza de corte	$T = F_c * \frac{D}{2}$	$F_c = 24.3 [N]$
Espesor del disco de la sierra	No aplica	$b = 1 [mm]$ $= 1 * 10^{-3} [m]$
Numero de dientes de la sierra	No aplica	$z = 24 [dientes]$
Altura del diente de la sierra	No aplica	$l = 9 [mm]$ $= 9 * 10^{-3} [m]$
Diámetro de la base del diente	$D_{base} = D - 2 * l$	$D_{base} = 0.166 [m]$
Longitud de la base del diente	$h = \frac{\pi * D_{base}}{z}$	$h = 21.73 [mm]$ $0.02173 [m]$
Momento de Inercia geométrico	$I = \frac{1}{12} * b * h^3$	$I = 8.55 * 10^{-10} [mm^4]$
Distancia de la superficie exterior al eje neutro	$c = \frac{h}{2}$	$c = 10.865 [mm]$ $= 0.010865 [m]$
Momento flector	$M = F_c * l$	$M = 0.2187 [N * m]$
Esfuerzo por flexión en la base del diente	$\sigma = \frac{M * c}{I}$	$\sigma = 2.78 [MPa]$

El esfuerzo máximo calculado en la base del diente corresponde a 2.78 [MPa].

El material del disco no se conoce a ciencia cierta. Según el catálogo del disco corresponde a un acero endurecido pero no se define cuál. Para la simulación en SOLIDWORKS se asume que corresponde a un acero AISI 1020 normalizado con una resistencia a la fluencia de 343 [MPa].

El esfuerzo máximo corresponde a 24.7 [MPa] y se encuentra ubicado en un área del disco que está en contacto con el diente de metal duro (carburo de tungsteno) como se muestra en la figura 27.

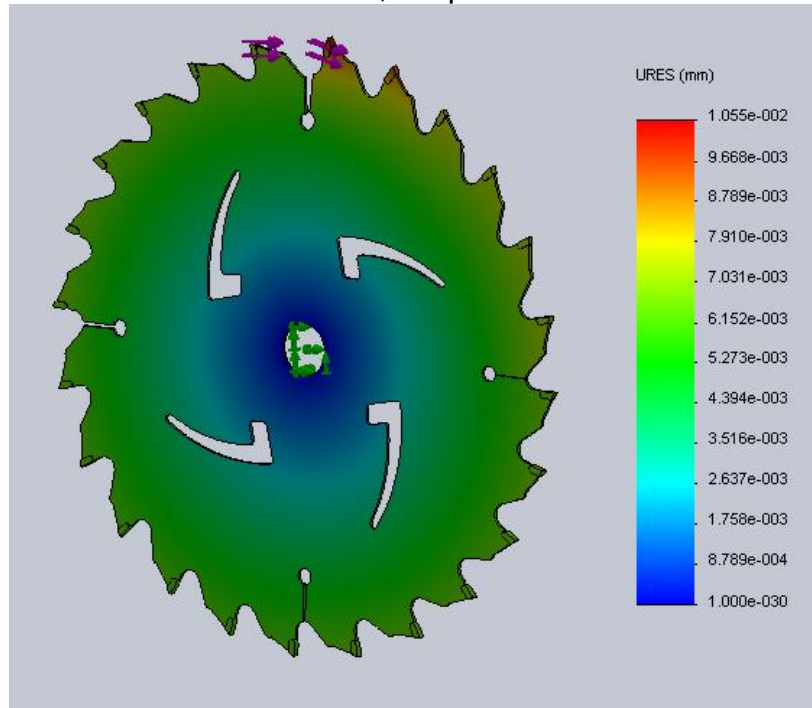
Figura 27. Análisis CAE disco de corte, Esfuerzo máximo.



Fuente: Autor.

El desplazamiento máximo corresponde a 10.55 [μm] y se da en el extremo del diente y se muestra en la figura 28.

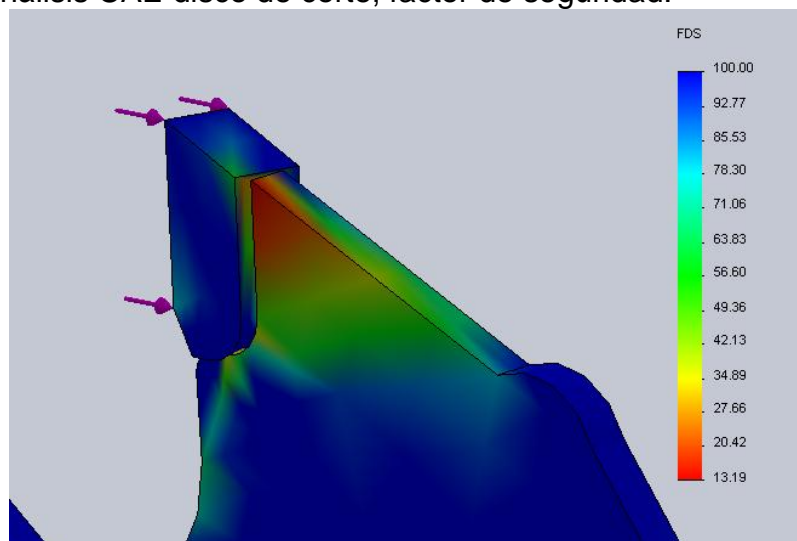
Figura 28. Análisis CAE disco de corte, desplazamiento máximo.



Fuente: Autor.

El factor de seguridad mínimo esta por el orden de 13.

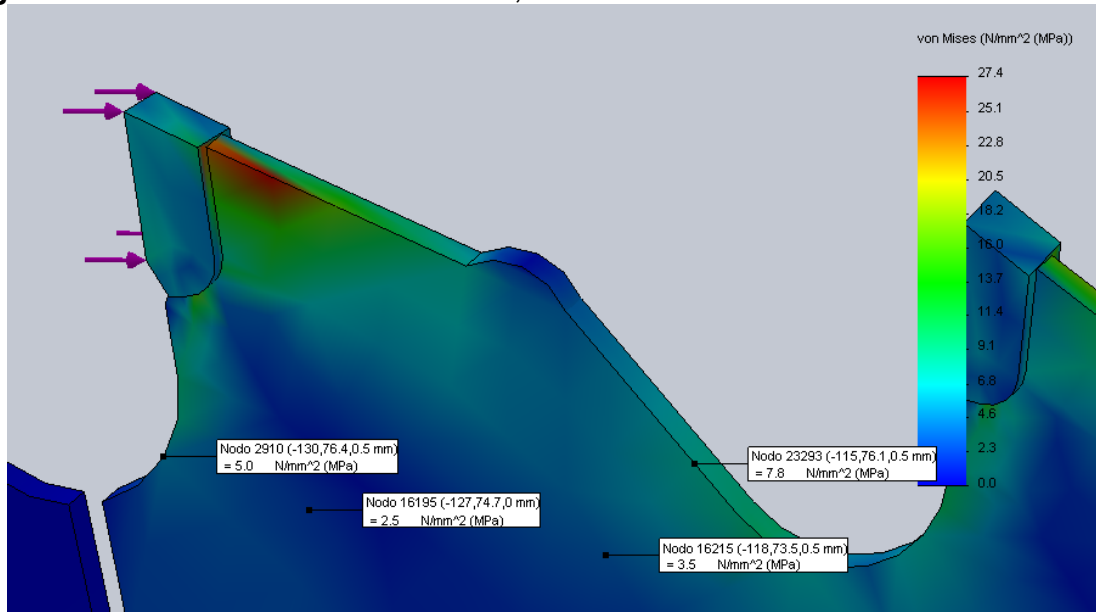
Figura 29. Análisis CAE disco de corte, factor de seguridad.



Fuente: Autor.

Los esfuerzos en la base del diente se encuentran entre 2.5 y 7.8 [MPa] como se observa en la figura 30 y son aproximados al valor obtenido mediante el cálculo teórico convencional.

Figura 30. Análisis CAE disco de corte, Esfuerzo en la base del diente.

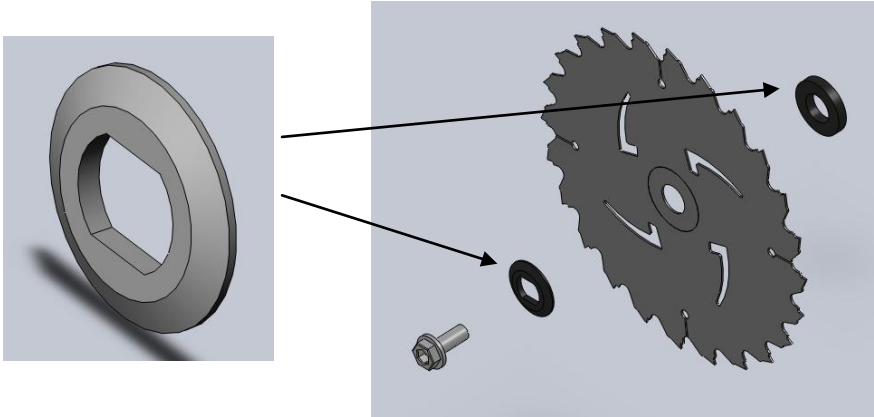


Fuente: Autor.

4.4.2 Placa anular de sujeción de la herramienta

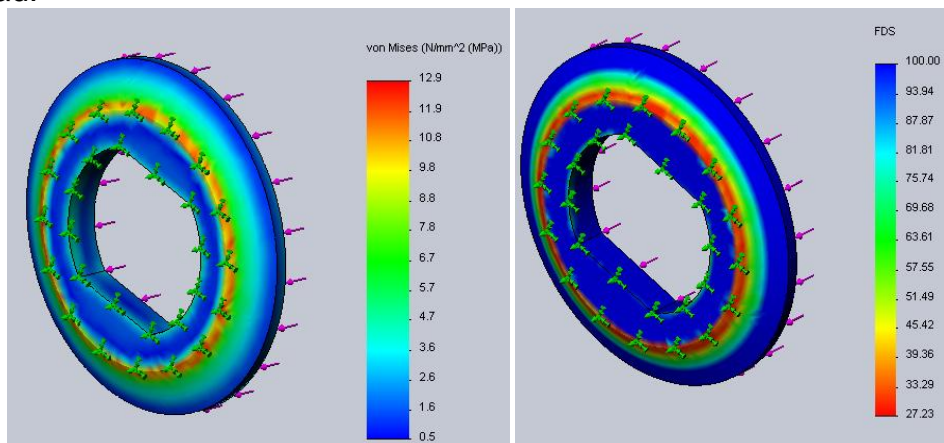
Para el cálculo teórico se realiza la aproximación de la geometría de la pieza a una placa anular sometida a compresión y el análisis se muestra en la tabla 26.

Tabla 27. Análisis de esfuerzo placa anular de sujeción.

ANÁLISIS DE ESFUERZO PLACA ANULAR DE SUJECION DE LA HERRAMIENTA		
		
Parámetro	Ecuación	Valor
Potencia útil	No aplica	$Pot = 950 [W]$
Velocidad angular de la sierra	No aplica	$n = 4060 [RPM]$ $= 425.2 [rad/s]$
Torque	$Pot = T * n$	$T = 2.234 [N * m]$
Diámetro exterior	No aplica	$D_e = 35 [mm]$
Diámetro interior	No aplica	$D_i = 15 [mm]$
Diámetro medio	$D_m = \frac{(D_e + D_i)}{2}$	$D_m = 25 [mm]$
Fuerza de fricción por cada placa	$F_f = \frac{T}{\frac{D_m}{2}}$	$F_f = 89.35 [N]$
Coefficiente de fricción estático Acero-Acero en seco	No aplica	$\mu = 0.15$
Fuerza normal sobre la placa de sujeción	$F_f = N * \mu$	$N = 595.7 [N]$
Diámetro exterior del tornillo de sujeción	No aplica	$D_{et} = 18 [mm]$
Área resistente a la compresión	$A = \frac{\pi}{4} * (D_{et}^2 - D_i^2)$	$A = 77.7 [mm^2]$
Esfuerzo normal de compresión	$\sigma = \frac{N}{A}$	$\sigma = 7.667 [MPa]$
Esfuerzo a la fluencia Acero 1020 normalizado	No aplica	$S_y = 343 [MPa]$
Factor de seguridad	$SF = \frac{S_y}{\sigma}$	$SF = 44.7$

Posteriormente se realiza una análisis CAE de la pieza obteniendo un esfuerzo máximo que se da en el área de contacto exterior entre el tornillo de sujeción y la placa anular y corresponde a 12.9 [MPa]. La diferencia con el cálculo teórico convencional radica en la aproximación de la geometría. Si se establece como material de la pieza un acero 1020 normalizado con una resistencia a la fluencia de 343 [MPa] tenemos un factor de seguridad superior a 27.

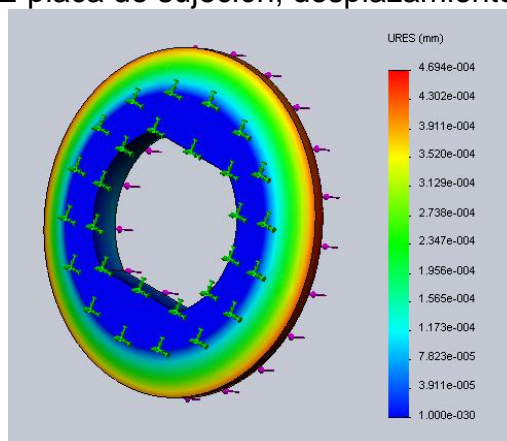
Figura 31. Análisis CAE placa de sujeción, Esfuerzo máximo y factor de seguridad.



Fuente: Autor.

El desplazamiento máximo corresponde a 0.46 [μm] y se da en el exterior de la placa anular.

Figura 32. Análisis CAE placa de sujeción, desplazamiento máximo.






Fuente: Autor.

4.4.3 Tornillo de sujeción de la herramienta

Se toma como referencia que el tornillo corresponde a un grado SAE 2 con un esfuerzo a la fluencia de 57 [ksi] ya que su tamaño es de 8 [mm] (aproximadamente 5/16”).

Tabla 28. Grados SAE para tornillos.

Grado número	Tamaños de perno (pulg)	Resistencia a la tensión (ksi)	Resistencia de fluencia (ksi)	Resistencia de prueba (ksi)	Marcas en la cabeza
1	1/4 - 1½	60	36	33	Ninguna
2	1/4 - 3/4	74	57	55	Ninguna
	>3/4 - 1½	60	36	33	
4	1/4 - 1½	115	100	65	Ninguna
5	1/4 - 1	120	92	85	
	>1 - 1½	105	81	74	
7	1/4 - 1½	133	115	105	
8	1/4 - 1½	150	130	120	

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de maquinas.

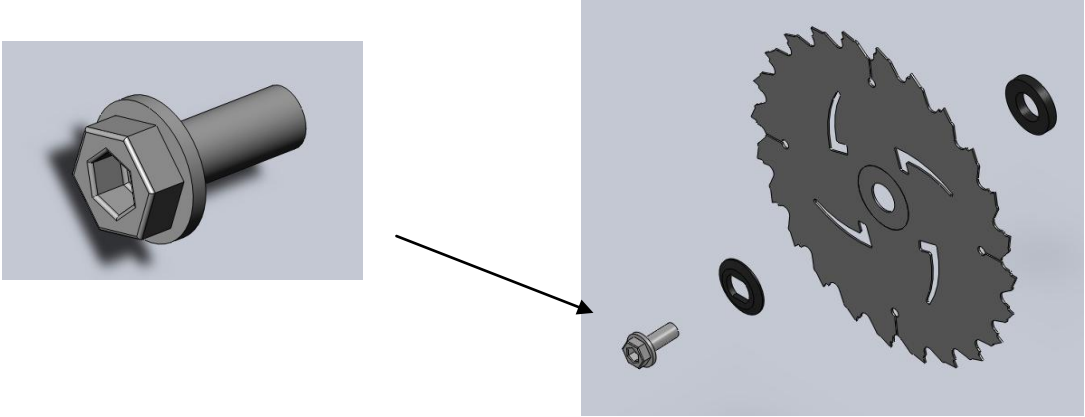
El área resistente a la tensión corresponde a 39.2 [mm²] y se toma de la siguiente tabla.

Tabla 29. Área de esfuerzo a la tensión tornillos métricos.

Diámetro mayor básico (mm)	Roscas gruesas		Roscas finas	
	Paso (mm)	Área de esfuerzo de tensión (mm ²)	Paso (mm)	Área de esfuerzo de tensión (mm ²)
1	0.25	0.460		
1.6	0.35	1.27	0.20	1.57
2	0.4	2.07	0.25	2.45
2.5	0.45	3.39	0.35	3.70
3	0.5	5.03	0.35	5.61
4	0.7	8.78	0.5	9.79
5	0.8	14.2	0.5	16.1
6	1	20.1	0.75	22.0
8	1.25	36.6	1	39.2
10	1.5	58.0	1.25	61.2
12	1.75	84.3	1.25	92.1
16	2	157	1.5	167
20	2.5	245	1.5	272
24	3	353	2	384

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de maquinas.

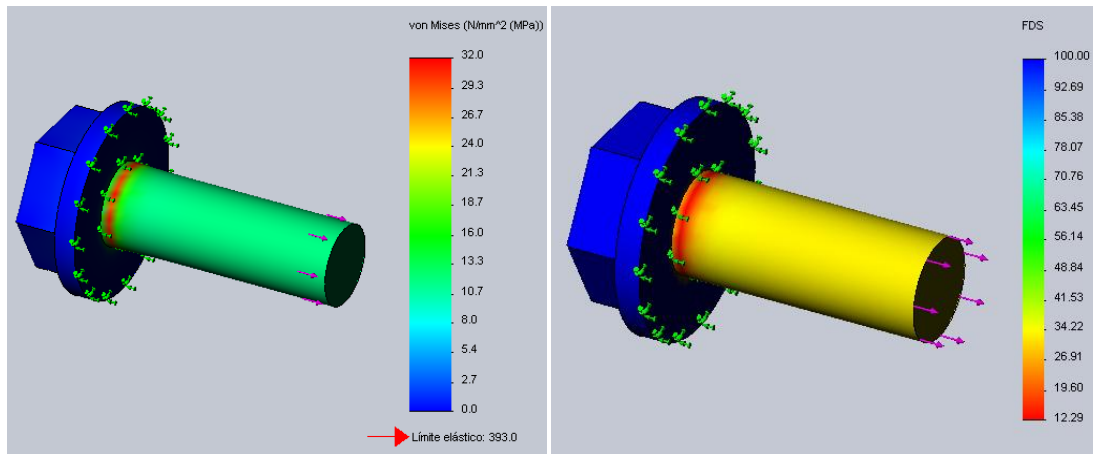
Tabla 30. Análisis de esfuerzo tornillo de sujeción de la herramienta.

ANÁLISIS DE ESFUERZO TORNILLO DE SUJECION DE LA HERRAMIENTA		
		
Parámetro	Ecuación	Valor
Diámetro mayor de la rosca	No aplica	$D_e = 8 \text{ [mm]}$
Fuerza normal sobre la placa de sujeción	Calculado en la tabla de la placa anular de sujeción	$N = 595.8 \text{ [N]}$
Paso de la rosca fina	No aplica	$P = 1 \text{ [mm]}$
Área resistente a la tensión	Tabla 28	$A = 39.2 \text{ [mm}^2\text{]}$
Esfuerzo normal de tensión	$\sigma = \frac{N}{A}$	$\sigma = 15.2 \text{ [MPa]}$
Esfuerzo a la fluencia	Tabla 27.	$S_y = 57 \text{ [ksi]}$ $= 393 \text{ [MPa]}$
Factor de seguridad	$SF = \frac{S_y}{\sigma}$	$SF = 25.85$
Carga de sujeción	$P = N$	$P = 595.8 \text{ [N]}$
Constante que depende de la lubricación	Roscas limpias y secas.	$K = 0.2$
Par torsional de apriete	$T = K * D_e * P$	$T = 0.9533 \text{ [N * m]}$

Fuente: Autor.

Del análisis CAE se obtiene un esfuerzo máximo de 32 [MPa] y se da en el área de la rosca más cercana a la cabeza del tornillo. En el resto de la roca el esfuerzo está entre 11 y 14 [MPa]. El factor de seguridad es del orden de 12.

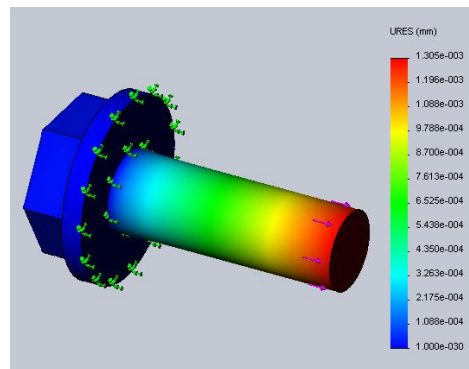
Figura 33. Análisis CAE tornillo de sujeción, Esfuerzo máximo y factor de seguridad.



Fuente: Autor.

El desplazamiento máximo que presenta el tornillo de sujeción es de 1.3 [μm].

Figura 34. Análisis CAE tornillo de sujeción, desplazamiento máximo.

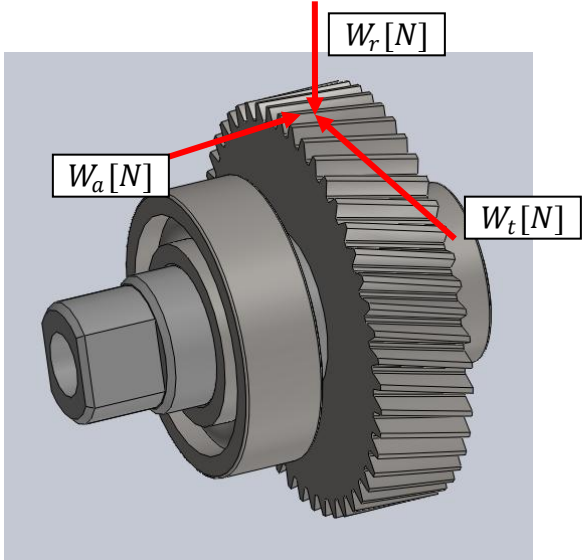


Fuente: Autor.

4.4.4 Engranaje y piñón de la transmisión

Se calcula el esfuerzo flexionante en la base del diente del engranaje y el esfuerzo de contacto admisible.

Tabla 31. Análisis de esfuerzo engranaje.

CÁLCULO ESFUERZO FLEXIONANTE Y DE CONTACTO ADMISIBLE EN EL ENGRANAJE		
		
Parámetro	Ecuación	Valor
Potencia útil	No aplica	$Pot = 950 [W]$
Velocidad angular del eje de salida	No aplica	$n = 4060 [RPM]$ $= 425.2 [rad/s]$
Torque	$Pot = T * n$	$T = 2.234 [N * m]$
Diámetro del engranaje	No aplica	$D_e = 47 [mm]$ $= 0.047 [m]$
Numero de dientes engranaje	No aplica	$z = 47 [dientes]$
Ancho del engranaje	No aplica	$F = 16 [mm]$
Fuerza tangencial sobre el engranaje	$T = W_t * \frac{D_e}{2}$	$W_t = 95.1 [N]$
Angulo de Hélice	No aplica	$\Psi = 15^\circ$
Angulo de presión normal	No aplica	$\emptyset_n = 20^\circ$
Angulo de presión transversal	$\emptyset_t = \tan^{-1} \left(\frac{\tan(\emptyset_n)}{\cos(\Psi)} \right)$	$\emptyset_t = 20.65$
Fuerza radial engranaje	$W_r = W_t * \tan(\emptyset_t)$	$W_r = 35.8 [N]$
Fuerza axial del engranaje	$W_a = W_t * \tan(\Psi)$	$W_a = 25.5 [N]$

Modulo métrico	No aplica	$m = 1$
Factor de sobrecarga	Fuente de potencia: Choque ligero Maquina impulsada: Choque moderado Tabla 9.5 Mott. Anexo A.	$K_o = 1.75$
Factor de tamaño	Modulo métrico < 5 Tabla 9.6 Mott. Anexo A.	$K_s = 1.00$
Factor de proporción de piñón	Tabla 9.18 Mott. Anexo A.	$C_{pf} = 0.07$
Factor de alineamiento de engranado	Tabla 9.19 Mott. Anexo A.	$C_{ma} = 0.14$
Factor de distribución de carga	$K_m = 1.0 + C_{pf} + C_{ma}$	$K_m = 1.21$
Altura del diente	$h_t = 2.25 * m$	$h_t = 2.25 [mm]$
Diámetro del eje	No aplica	$D_{eje} = 15 [mm]$
Espesor del cuerpo del engranaje	$t_R = \frac{(D_e - 1.25 * m)}{2} - \frac{D_{eje}}{2}$	$t_R = 15.375 [mm]$
Factor de espesor de borde	Tabla 9.20 Mott. Anexo A.	$K_B = 1.0$
Velocidad de la línea de paso	$v_t = n * \frac{2\pi}{60} * \frac{D_e}{2}$	$v_t = 9.99 \left[\frac{m}{s} \right]$
Numero de Calidad AGMA	Tabla 9.2 Mott. Anexo A.	$Q_v = 7$
Factor dinámico	Tabla 9.21 Mott. Anexo A.	$K_v = 1.45$
Factor de geometría	Tabla 10.6 Mott. Anexo A.	$J = 0.4876$

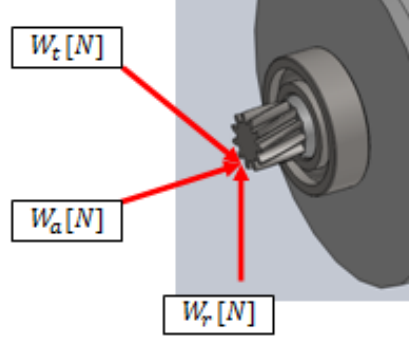
Esfuerzo Flexionante en el diente	$S_t = \frac{W_t}{F * m * J} * K_o * K_s * K_m * K_B * K_v$	$S_t = 37.4 \text{ [MPa]}$
Coeficiente elástico	Tabla 9.9 Mott. Anexo A.	$C_p = 191 \text{ [MPa]}$
Factor de geometría para resistencia a la picadura	Tabla 10.1. Mott. Anexo A.	$I = 0.216$
Esfuerzo de contacto	$S_c = C_p \left(\frac{W_t}{F * D_e * I} * K_o * K_s * K_m * K_v \right)^{\frac{1}{2}}$	$S_c = 256.1 \text{ [MPa]}$
Factor de seguridad	Se acostumbra factores de seguridad modestos debido a que se tiene en cuenta resistencia a la fatiga	$SF = 1.5$
Factor de resistencia a la picadura por numero de ciclos de esfuerzo	Tabla 9.24 Mott. Anexo A. 10^8 ciclos.	$Z_N = 0.86$
Factor por relación de durezas	Relación de durezas inferior a 1.2	$C_H = 1.0$
Factor de confiabilidad	Tabla 9.8 Mott. Anexo A. Confiabilidad 99%	$K_R = 1.0$
Esfuerzo de contacto admisible	$S_{ac} = S_c * \frac{SF * K_R}{Z_N * C_H}$	$S_c = 446.7 \text{ [MPa]}$

Fuente: Autor.

Para el engranaje se obtiene un esfuerzo flexionante de 37.4 [MPa] que es mucho menor al esfuerzo de contacto admisible 446.7 [MPa].

Para el cálculo del esfuerzo flexionante del piñón todos los valores de los parámetros son los mismos que en el engranaje, solo cambia el factor de geometría.

Tabla 32. Análisis de esfuerzo piñón.

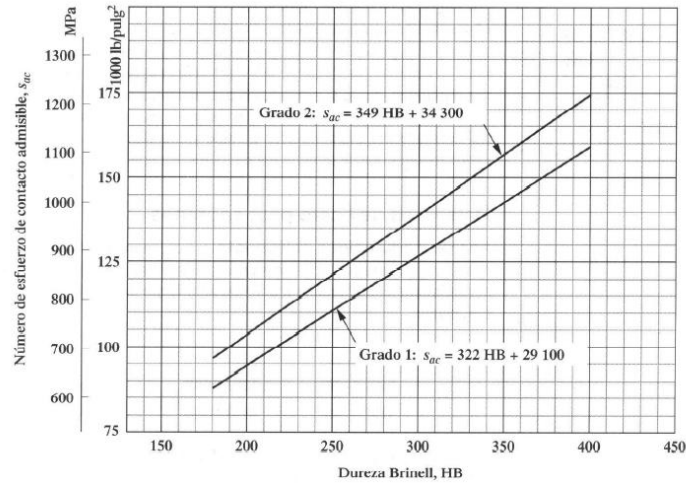
CÁLCULO ESFUERZO FLEXIONANTE Y DE CONTACTO ADMISIBLE EN EL PIÑÓN		
		
Parámetro	Ecuación	Valor
Diámetro del piñón	No aplica	$D_p = 12 [mm]$ $= 0.012 [m]$
Numero de dientes piñón	No aplica	$z = 12 [dientes]$
Ancho del piñón	No aplica	$F = 16 [mm]$
Factor de geometría	Tabla 10.6 Mott. Anexo A.	$J = 0.42$
Esfuerzo Flexionante	$S_t = \frac{W_t}{F * m * J} * K_o * K_s * K_m * K_B * K_v$	$S_t = 43.5 [MPa]$
Esfuerzo de contacto	$S_c = C_p \left(\frac{W_t}{F * D_p * I} * K_o * K_s * K_m * K_v \right)^{\frac{1}{2}}$	$S_c = 505.9 [MPa]$
Factor de seguridad	Se acostumbra factores de seguridad modestos debido a que se tiene en cuenta resistencia a la fatiga	$SF = 1.5$
Factor de resistencia a la picadura por numero de ciclos de esfuerzo	Tabla 9.24 Mott. Anexo A. 10^8 ciclos	$Z_N = 0.86$
Factor de confiabilidad	Tabla 9.8 Mott. Anexo A. Confiabilidad 99%	$K_R = 1.0$
Esfuerzo de contacto admisible	$S_{ac} = S_c * \frac{SF * K_R}{Z_N}$	$S_c = 882.4 [MPa]$

Fuente: Autor.

El mayor esfuerzo admisible se presenta en el piñón, es el esfuerzo de contacto y equivale a **882.4 [MPa]**, por tanto este es el parámetro para seleccionar el material del engranaje y del piñón.

Según la figura 34 este esfuerzo equivale a un acero con una dureza Brinell aproximada de 300 HB.

Figura 35. Número de esfuerzo de contacto admisible según dureza del acero.



Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas.

Una de las opciones más adecuada y comercial en el mercado corresponde a seleccionar un acero 4140 y realizarle un tratamiento de templado en aceite a 820°C y revenido a 425°C obteniendo una dureza de 370 HB, como se especifica en el catalogo de la Compañía General de Acero.

Tabla 33. Propiedades acero 4140 según temperatura de revenido.

PROPIEDADES MECÁNICAS A TEMPERATURA AMBIENTE / TEMPLADO EN ACEITE Y REVENIDO					
Temperatura de revenido (°C)	205	315	425	540	650
Resistencia a la tracción (Mpa)	1772	1551	1248	951	758
Punto de fluencia (Mpa)	1641	1434	1138	834	655
% de Elongación (en 50mm)	8	9	13	18	22
% de Reducción de área	38	43	49	58	63
Dureza Brinell	510	445	370	285	230

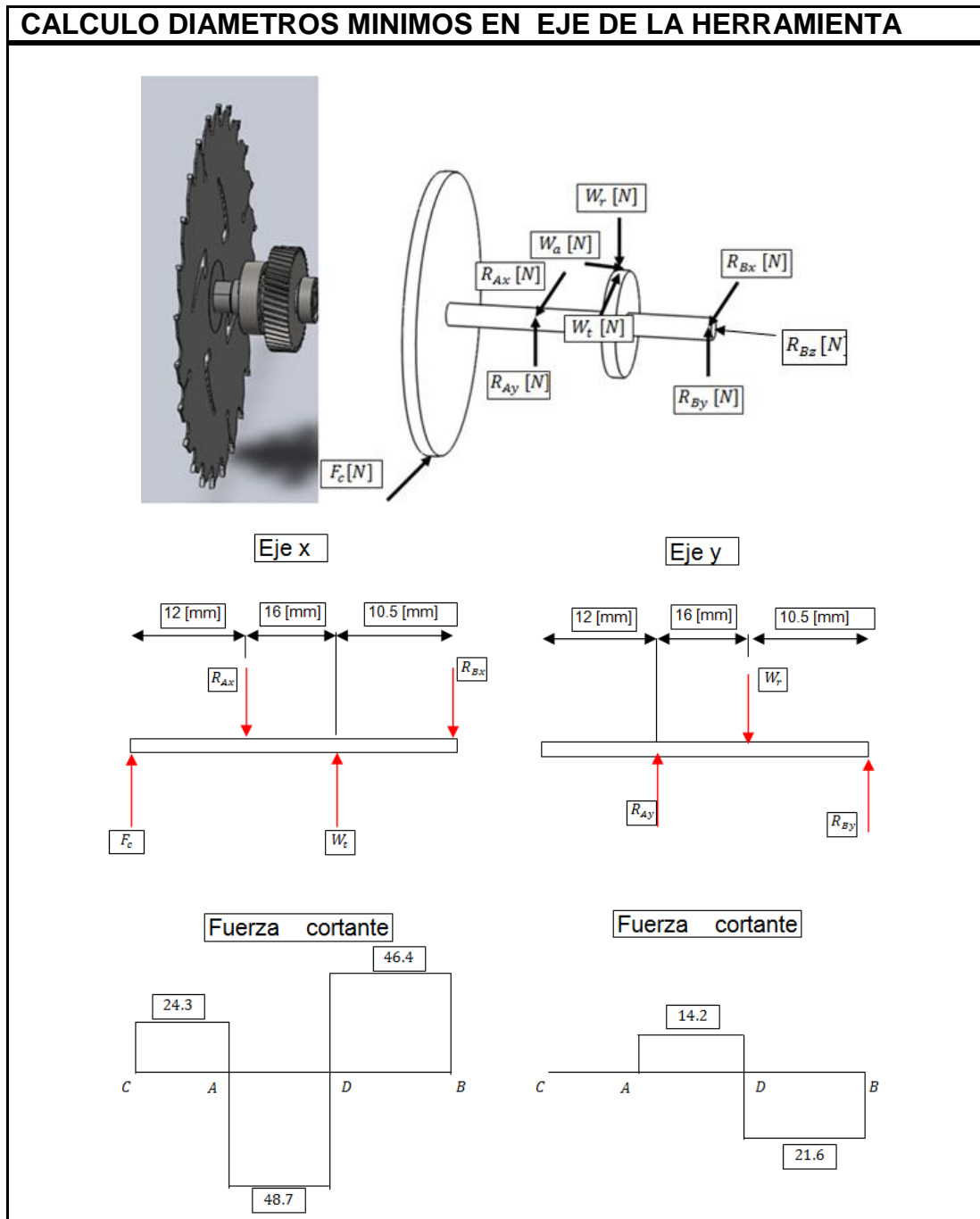
Fuente: Catalogo Compañía General de Aceros.

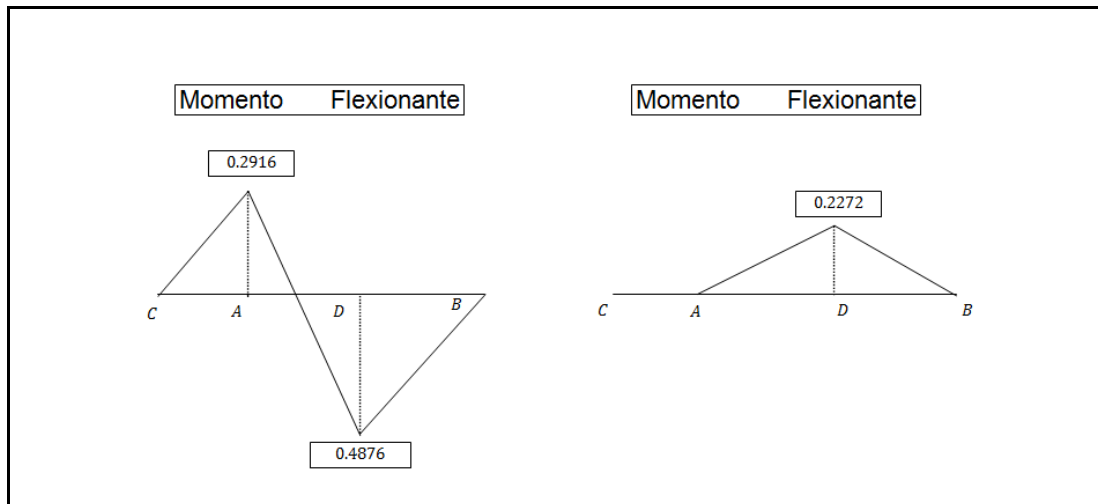
Se resalta que no hay necesidad de realizar cementación al engranaje y al piñón.

4.4.5 Eje de la herramienta

Se muestra en la tabla 33 el cálculo de los diámetros mínimos que debe tener el eje de la herramienta.

Tabla 34. Calculo diámetros mínimos en el eje de la herramienta.





Parámetro	Ecuación	Valor
Potencia útil	No aplica	$Pot = 950 [W]$
Velocidad angular del eje de salida	No aplica	$n = 4060 [RPM]$ $= 425.2 [rad/s]$
Torque	$Pot = T * n$	$T = 2.234 [N * m]$
Diámetro del disco de sierra	No aplica	$D = 7.25 [in]$ $= 0.184 [m]$
Fuerza de corte	$T = F_c * \frac{D}{2}$	$F_c = 24.3 [N]$
Diámetro del engranaje	No aplica	$D_e = 47 [mm]$ $= 0.047 [m]$
Fuerza tangencial sobre el engranaje	$T = W_t * \frac{D_e}{2}$	$W_t = 95.1 [N]$
Reacción en rodamiento A en la dirección x	$\sum M_B = 0 \quad \curvearrowright +$ $F_c * 38.5 + W_t * 10.5$ $-R_{Ax} * 26.5 = 0$	$R_{Ax} = 73.0 [N]$
Reacción en rodamiento B en la dirección x	$\sum F_x = 0 \quad \uparrow +$ $F_c + W_t - R_{Ax} - R_{Bx} = 0$	$R_{Bx} = 46.4 [N]$
Angulo de Hélice	No aplica	$\Psi = 15^\circ$
Angulo de presión normal	No aplica	$\emptyset_n = 20^\circ$
Angulo de presión transversal	$\emptyset_t = \tan^{-1} \left(\frac{\tan(\emptyset_n)}{\cos(\Psi)} \right)$	$\emptyset_t = 20.65$
Fuerza radial del engranaje	$W_r = W_t * \tan(\emptyset_t)$	$W_r = 35.8 [N]$
Fuerza axial del engranaje	$W_a = W_t * \tan(\Psi)$	$W_a = 25.5 [N]$

Reacción en rodamiento A en la dirección y	$\sum M_B = 0 \quad \curvearrowright +$ $R_{Ay} * 26.5 - W_r * 10.5 = 0$	$R_{Ay} = 14.2 [N]$
Reacción en rodamiento B en la dirección y	$\sum F_y = 0 \quad \uparrow +$ $R_{Ay} - W_r + R_{By} = 0$	$R_{By} = 21.6 [N]$
Reacción en rodamiento B en la dirección z	$\sum F_z = 0 \quad \rightarrow +$ $W_a - R_{Bz} = 0$	$R_{Bz} = 25.5 [N]$
Resistencia ultima a la tracción	Acero AISI 1045 Laminado en caliente- Compañía general de aceros	$S_u = 655 [MPa]$
Resistencia a la fluencia	Acero AISI 1045 Laminado en caliente- Compañía general de aceros	$S_y = 413 [MPa]$
Resistencia a la fatiga	Tabla 5-8. Mott. Anexo B. Maquinado.	$S_n = 250 [MPa]$
Factor de tamaño	Tabla 5.2. Mott. Anexo B.	$C_s = 1.0$
Factor de confiabilidad	Confiabilidad del 99.9%	$C_R = 0.75$
Resistencia a la fatiga modificada	$S_n' = S_n * C_s * C_R$	$S_n' = 187.5 [MPa]$
Factor de seguridad	No aplica	N=3
Diámetro del eje en el punto C	$D_c = \left[\frac{32 * N}{\pi} * \sqrt{\frac{3}{4} * \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$	$D_c = 5.23 * 10^{-3} [m]$ $= 5.23 [mm]$
Factor de concentración de esfuerzo	Chaflán agudo	$K_t = 2.5$
Momento Flexionante en A	$M_A = \sqrt{M_{Ax}^2 + M_{Ay}^2}$	$M_A = 0.2916 [N * m]$
Diámetro del eje en el punto A	$D_A = \left[\frac{32 * N}{\pi} * \sqrt{\frac{3}{4} * \left(\frac{T}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{K_t * M}{S_n'}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$	$D_A = 5.71 * 10^{-3} [m]$ $= 5.71 [mm]$
Momento Flexionante en D	$M_D = \sqrt{M_{Dx}^2 + M_{Dy}^2}$	$M_D = 0.538 [N * m]$

Diámetro del eje en el punto D	$D_D = \left[\frac{32 * N}{\pi} * \sqrt{\frac{3}{4} * \left(\frac{T}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{K_t * M}{S_n}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$	$D_D = 6.40 * 10^{-3} [m]$ $= 6.40 [mm]$
Diámetro del eje en el punto B	$D_B = \left[\frac{32 * N}{\pi} * \sqrt{\frac{3}{4} * \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$	$D_C = 5.23 * 10^{-3} [m]$ $= 5.23 [mm]$

Fuente: Autor.

Se observa en la tabla 34 que los valores reales de los diámetros en el eje del equipo son mayores a los mínimos calculados en la tabla 33, esto puede deberse a que el fabricante desea dar un mayor grado de seguridad que el usado en el cálculo anterior (3) ó puede ser debido a la selección de los rodamientos.

Tabla 35. Comparación diámetros calculados y reales en el eje de la herramienta.

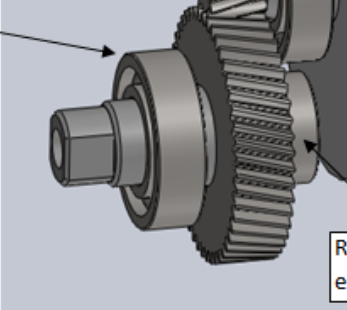
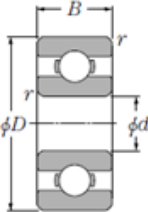
Punto en el eje	Diámetro mínimo calculado	Diámetro del eje del equipo
A	5.71 [mm]	17 [mm]
B	5.23 [mm]	8 [mm]
C	5.23 [mm]	15 [mm]
D	6.4 [mm]	12 [mm]

Fuente: Autor.

4.4.6 Rodamientos

Se muestra en la tabla 35 el cálculo de la vida nominal de los rodamientos del eje de la herramienta.

Tabla 36. Calculo vida nominal de los rodamientos del eje de la herramienta.

RODAMIENTOS EN EL EJE DE SALIDA																																																																																		
<div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 150px;">Rodamiento 6003 ZZ en la posición A</div>  <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 150px;">Rodamiento 608 ZZ en la posición B</div> </div> <div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <table border="1" style="font-size: 8px;"> <caption>Carga radial dinámica equivalente</caption> $P_r = XF_r + YF_a$ <thead> <tr> <th rowspan="2">$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_{or}}$</th> <th rowspan="2">e</th> <th colspan="2">$\frac{F_a}{F_r} \leq e$</th> <th colspan="2">$\frac{F_a}{F_r} > e$</th> </tr> <tr> <th>X</th> <th>Y</th> <th>X</th> <th>Y</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>0.172</td><td>0.19</td><td></td><td></td><td></td><td>2.30</td></tr> <tr><td>0.345</td><td>0.22</td><td></td><td></td><td></td><td>1.99</td></tr> <tr><td>0.689</td><td>0.26</td><td></td><td></td><td></td><td>1.71</td></tr> <tr><td>1.03</td><td>0.28</td><td></td><td></td><td></td><td>1.55</td></tr> <tr><td>1.38</td><td>0.30</td><td>1</td><td>0</td><td>0.56</td><td>1.45</td></tr> <tr><td>2.07</td><td>0.34</td><td></td><td></td><td></td><td>1.31</td></tr> <tr><td>3.45</td><td>0.38</td><td></td><td></td><td></td><td>1.15</td></tr> <tr><td>5.17</td><td>0.42</td><td></td><td></td><td></td><td>1.04</td></tr> <tr><td>6.89</td><td>0.44</td><td></td><td></td><td></td><td>1.00</td></tr> </tbody> </table> <div style="text-align: center;">  </div> <table border="1" style="font-size: 8px;"> <thead> <tr> <th colspan="2">6003 ZZ</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>d</td><td>17 [mm]</td></tr> <tr><td>D</td><td>35 [mm]</td></tr> <tr><td>B</td><td>10 [mm]</td></tr> </tbody> </table> <table border="1" style="font-size: 8px;"> <thead> <tr> <th colspan="2">608 ZZ</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>d</td><td>8 [mm]</td></tr> <tr><td>D</td><td>22 [mm]</td></tr> <tr><td>B</td><td>7 [mm]</td></tr> </tbody> </table> </div>			$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_{or}}$	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		X	Y	X	Y	0.172	0.19				2.30	0.345	0.22				1.99	0.689	0.26				1.71	1.03	0.28				1.55	1.38	0.30	1	0	0.56	1.45	2.07	0.34				1.31	3.45	0.38				1.15	5.17	0.42				1.04	6.89	0.44				1.00	6003 ZZ		d	17 [mm]	D	35 [mm]	B	10 [mm]	608 ZZ		d	8 [mm]	D	22 [mm]	B	7 [mm]
$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_{or}}$	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$			$\frac{F_a}{F_r} > e$																																																																													
		X	Y	X	Y																																																																													
0.172	0.19				2.30																																																																													
0.345	0.22				1.99																																																																													
0.689	0.26				1.71																																																																													
1.03	0.28				1.55																																																																													
1.38	0.30	1	0	0.56	1.45																																																																													
2.07	0.34				1.31																																																																													
3.45	0.38				1.15																																																																													
5.17	0.42				1.04																																																																													
6.89	0.44				1.00																																																																													
6003 ZZ																																																																																		
d	17 [mm]																																																																																	
D	35 [mm]																																																																																	
B	10 [mm]																																																																																	
608 ZZ																																																																																		
d	8 [mm]																																																																																	
D	22 [mm]																																																																																	
B	7 [mm]																																																																																	
Parámetro	Ecuación	Valor																																																																																
Velocidad angular del eje de salida	No aplica	$n = 4060 [RPM]$ $= 425.2 [rad/s]$																																																																																
Torque	$Pot = T * n$	$T = 2.234 [N * m]$																																																																																
Reacción en rodamiento A en la dirección x	Calculado en el análisis del eje de la herramienta	$R_{Ax} = 73.0 [N]$																																																																																
Reacción en rodamiento B en la dirección x	Calculado en el análisis del eje de la herramienta	$R_{Bx} = 46.4 [N]$																																																																																
Reacción en rodamiento A en la dirección y	Calculado en el análisis del eje de la herramienta	$R_{Ay} = 14.2 [N]$																																																																																
Reacción en rodamiento B en la dirección y	Calculado en el análisis del eje de la herramienta	$R_{By} = 21.6 [N]$																																																																																
Reacción en rodamiento B en la dirección z- Carga axial	Calculado en el análisis del eje de la herramienta	$R_{Bz} = F_a = 25.5 [N]$																																																																																
Carga radial Rodamiento 6003 ZZ	$P_{rA} = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2}$	$P_{rA} = 74.37 [N]$																																																																																

Factor de velocidad	$f_n = \left(\frac{33.3}{n}\right)^{\frac{1}{3}}$	$f_n = 0.2017$
Capacidad de carga dinámica Rodamiento 6003 ZZ	No aplica	$C_r = 6800 [N]$
Factor de vida Rodamiento 6003 ZZ	$f_h = f_n * \frac{C_r}{P_{rA}}$	$f_h = 18.44$
Vida nominal Rodamiento 6003 ZZ	$L_{10} = 500 * f_h^3$	$L_{10} = 3135109 [horas]$
Carga radial Rodamiento 608 ZZ	$F_{rB} = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2}$	$F_{rB} = 51.2 [N]$
Capacidad de carga dinámica Rodamiento 608 ZZ	No aplica	$C_r = 3350 [N]$
Factor	No aplica	$f_o = 12.5$
Capacidad de carga estática Rodamiento 608 ZZ	No aplica	$C_{or} = 1400 [N]$
	$a = f_o * \frac{F_a}{C_{or}}$	$a = 0.2276$
	$\frac{F_a}{P_{rB}}$	$b = 0.498$
		$X = 0.56 ; Y = 2.2$
Carga dinámica equivalente Rodamiento 608 ZZ	$P_{rB} = X * F_{rB} + Y * F_a$	$P_{rB} = 84.77 [N]$
Factor de vida Rodamiento 608 ZZ	$f_h = f_n * \frac{C_r}{P_{rB}}$	$f_h = 8.99$
Vida nominal Rodamiento 608 ZZ	$L_{10} = 500 * f_h^3$	$L_{10} = 363826 [horas]$

Fuente: Autor.

Se obtiene que la vida nominal para los rodamientos supera las 300 000 horas.

5. DISEÑO DE ELEMENTOS DE LA ESTRUCTURA

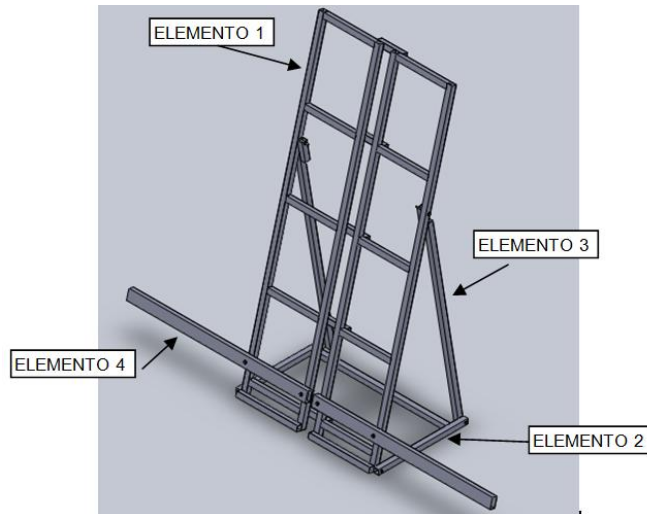
La estructura de la maquina debe cumplir las siguientes características y funciones:

- ✓ Soportar los tableros de madera y mantenerlos en una posición inclinada de aproximadamente 15° con respecto a la vertical.
- ✓ Garantizar el movimiento vertical del conjunto de corte.
- ✓ Poseer la resistencia y la rigidez necesaria para soportar todos los elementos de la maquina.
- ✓ Tener un peso adecuado, dimensiones moderadas y ser fácilmente desmontable para su transporte.

5.1 ESTRUCTURA PRINCIPAL

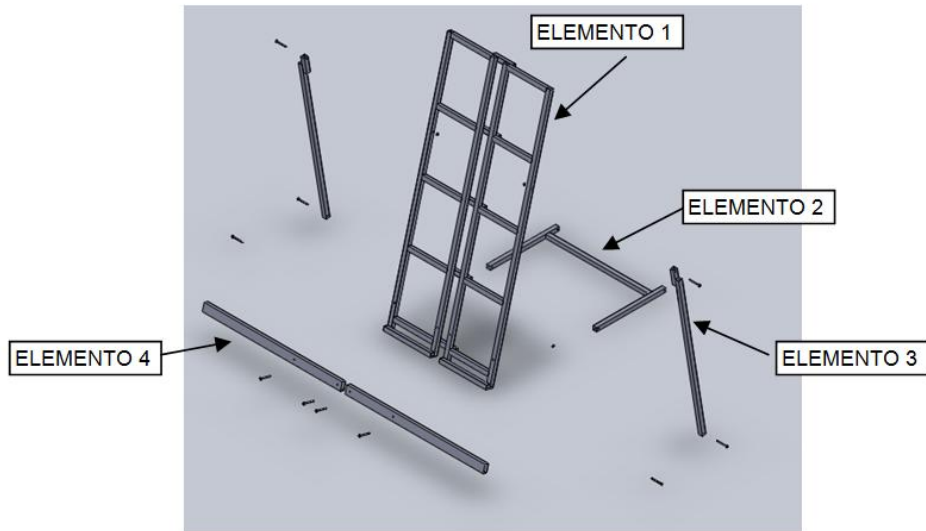
La geometría y las dimensiones de la estructura se establecen teniendo en cuenta las medidas de las láminas de madera para las cuales está diseñada la maquina. Se propone una estructura tipo desarmable mediante tornillos. Como primer parámetro se establece trabajar los elementos de la estructura con tubería de perfil cuadrado.

Figura 36. Ensamble elementos de la estructura.



Fuente: Autor.

Figura 37. Despiece elementos de la estructura.

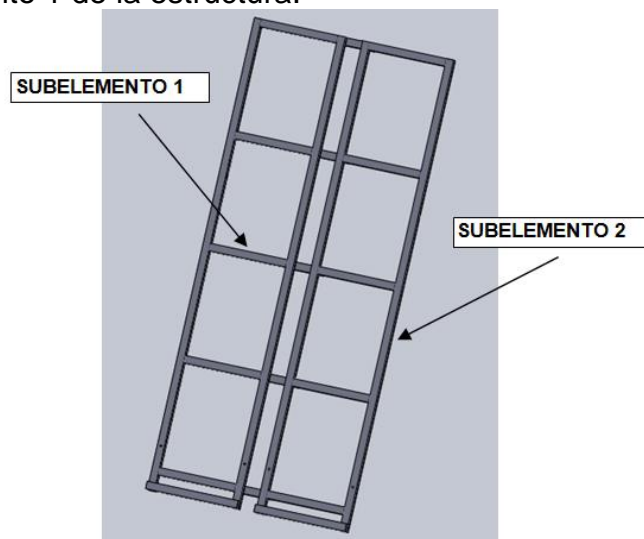


Fuente: Autor.

5.1.1 Elemento 1

Para el elemento 1 de la estructura se analiza dos subelementos de la misma. El subelemento 1 consiste en doce vigas (seis por cada lado) de 40 centímetros de longitud soldadas en sus extremos. El subelemento 2 hace referencia a 4 columnas de 240 centímetros de longitud.

Figura 38. Elemento 1 de la estructura.



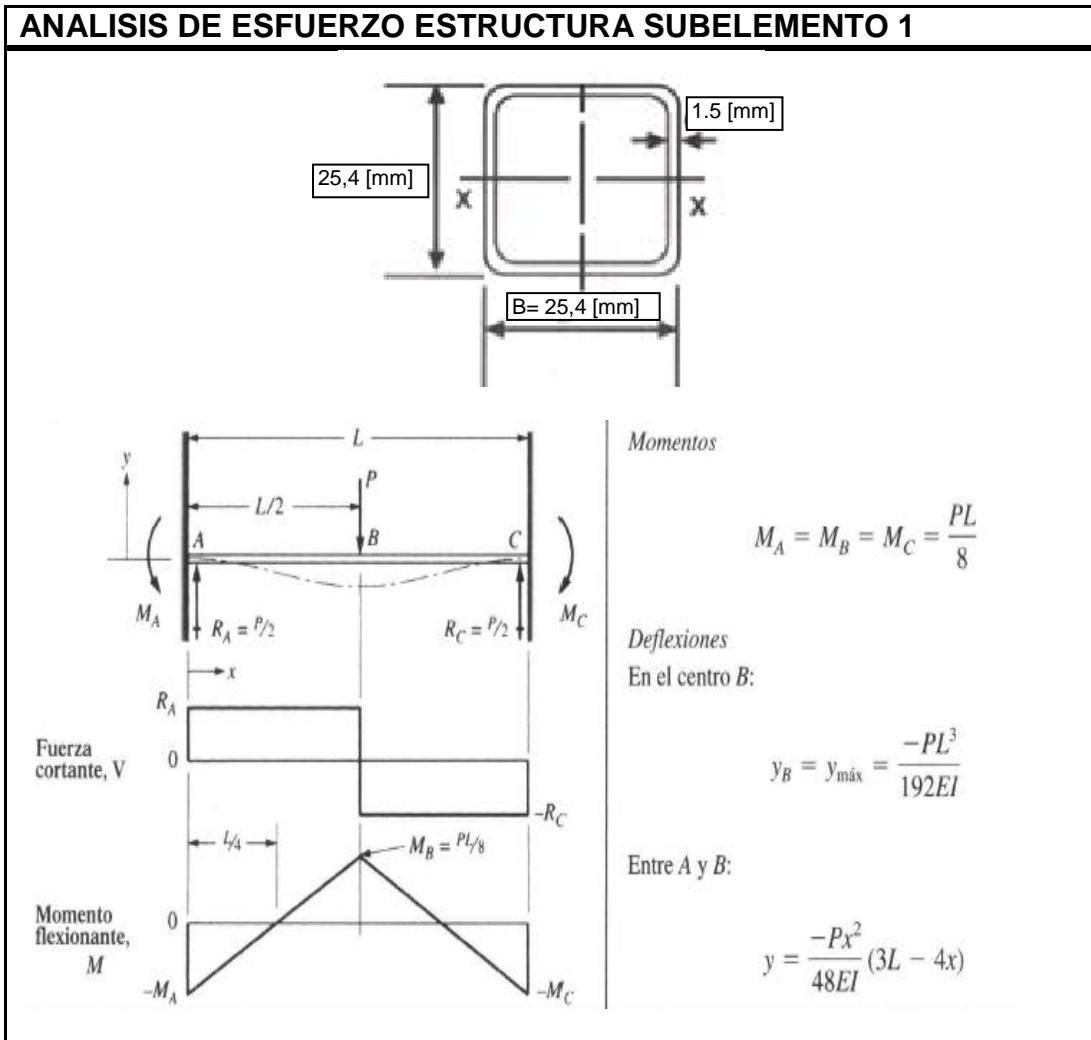
Fuente: Autor.

El parámetro que se desea obtener mediante el siguiente cálculo es las dimensiones del perfil cuadrado. La carga sobre la estructura corresponde a la componente vertical del peso de una lámina de madera (112.5 [kgf]=1104 [N]) con dimensiones 1.83 x 2.44 [m] y espesor de 36 [mm] y densidad de 700 [kg/m³]. Esta carga es distribuida en toda el área de la estructura.

Para simplificar el análisis se plantea un escenario hipotético crítico en el cual el subelemento 1 del centro de la estructura soporta el peso de la lámina de madera.

Se presenta el ejemplo de cálculo del subelemento 1. Para la primera iteración se establece un perfil cuadrado de 1" de lado y un espesor de 1.5 [mm].

Tabla 37. Análisis de esfuerzo subelemento 1 de la estructura.



Parámetro	Ecuación	Valor
Carga sobre el elemento	Corresponde al peso de una lámina de madera (112.5 kg) con dimensiones 1.83 x 2.44 [m] y espesor de 36 [mm] densidad de 700 [kg/m ³]	$P = 1104 [N]$
Longitud del elemento	No aplica	$L = 400 [mm]$
Reacciones en los puntos A y C	$R_A = R_C = \frac{P}{2}$	$R_A = 552 [N]$
Momento máximo	$M_B = P * \frac{L}{8}$	$M_B = 55200 [N * mm]$
Momento de inercia	Catalogo Tubería Colmena.	$I = 1.22 [cm^4]$ $= 12200 [mm^4]$
Distancia máxima al eje neutro	$c = \frac{B}{2}$	$c = 12.7 [mm]$
Modulo de elasticidad	Acero estructural A36.	$E = 200 [GPa]$ $= 200000 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$
Deflexión máxima	$y_{máx} = P * \frac{L^3}{192 * EI}$	$y_{máx} = 0.1508 [mm]$
Esfuerzo Máximo	$\sigma = M * \frac{c}{I}$	$\sigma = 57.46 [MPa]$
Esfuerzo a la fluencia	Acero estructural ASTM 500 (Tubería estructural colmena).	$S_y = 46000 [psi]$ $= 317 [MPa]$
Factor de seguridad	$SF = \frac{S_y}{\sigma}$	$SF = 5.52$

Fuente: Autor.

Se presenta en la siguiente tabla nueve iteraciones del cálculo anterior variando el tamaño y espesor del perfil del elemento.

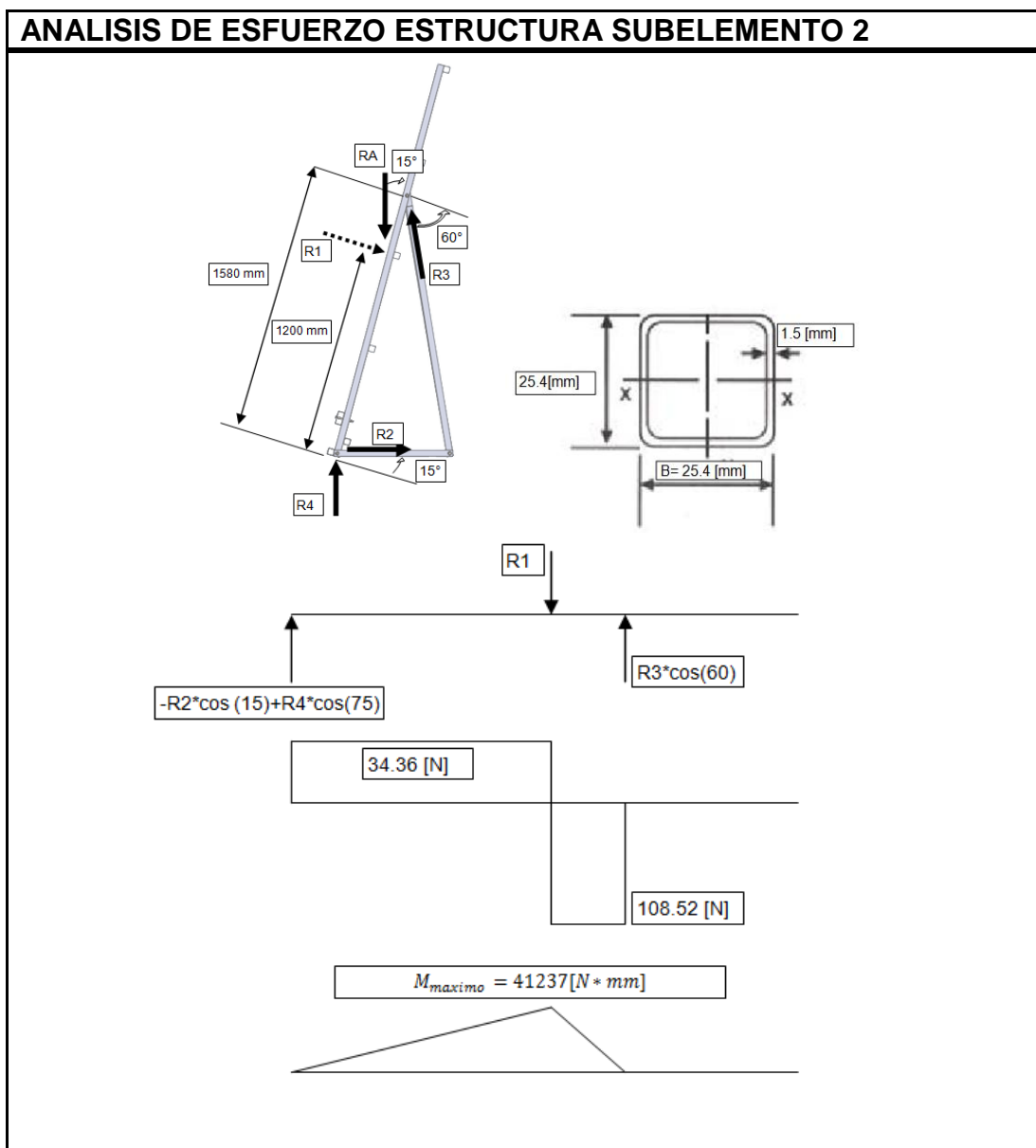
Tabla 38. Iteración factor de seguridad subelemento 1 de la estructura.

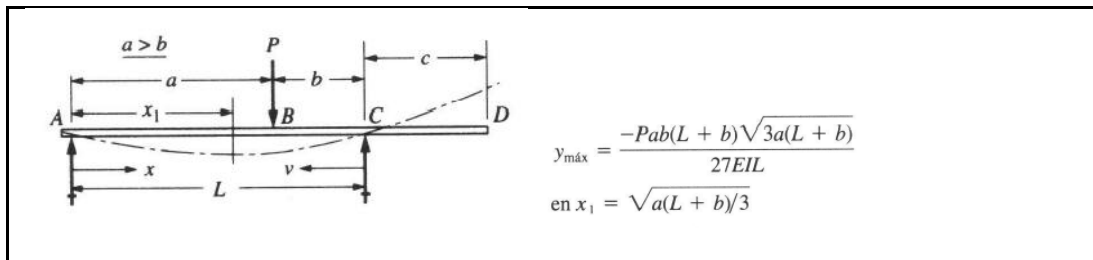
TAMAÑO [mm]	ESPESOR [mm]	MOMENTO DE INERCIA [cm ⁴]	ESFUERZO MAXIMO [MPa]	DEFLEXION MAXIMA [mm]	FACTOR DE SEGURIDAD
25.4	1.5	1.22	57,46	0,1508	5,52
25.4	2.0	1.48	47,37	0,1243	6,696
25.4	2.5	1.69	41,48	0,1089	7,646
38.1	1.5	5.49	19,15	0,03352	16,56
38.1	2.0	6.94	15,15	0,02651	20,93
38.1	2.5	8.22	12,79	0,02238	24,79

La primera opción resulta muy adecuada, pero con el fin de usar en la manufactura de todo el elemento 1 tubería de un solo perfil, debe seleccionarse el tamaño en base al elemento más crítico.

Se hace necesario analizar el subelemento 2. Para este cálculo no se tiene en cuenta la presencia de todas las barras, por ser este el escenario más crítico. La carga corresponde a la reacción calculada para el subelemento 1 (552 [N]).

Tabla 39. Análisis de esfuerzo subelemento 2 de la estructura.





Parámetro	Ecuación	Valor
Carga sobre el elemento	Calculada anteriormente	$R_A = 552 \text{ [N]}$
Longitud total del elemento	No aplica	$L = 2400 \text{ [mm]}$
Componente normal de la carga	$R_1 = R_A * \sin(15^\circ)$	$R_1 = 142.87 \text{ [N]}$
Reacción 3	$\sum M_2 = 0 \quad \curvearrowright +$ $R_3 * \cos(60^\circ) * 1580 - R_1 * 1200 = 0$	$R_3 = 217.01 \text{ [N]}$
Reacción 4	$\sum F_y = 0 \quad \uparrow +$ $R_4 + R_3 * \cos(15^\circ) - R_A = 0$	$R_4 = 342.3 \text{ [N]}$
Reacción 2	$\sum F_y = 0 \quad \rightarrow +$ $R_2 - R_3 * \cos(75^\circ) = 0$	$R_2 = 56.16 \text{ [N]}$
Momento máximo	$M_B = R_3 * \cos(60^\circ) * 380$	$M_B = 41237 \text{ [N * mm]}$
Momento de inercia	Catalogo Tubería Colmena.	$I = 1.22 \text{ [cm}^4]$ $= 12200 \text{ [mm}^4]$
Distancia máxima al eje neutro	$c = \frac{B}{2}$	$c = 12.7 \text{ [mm]}$
Modulo de elasticidad	Acero estructural A36.	$E = 200 \text{ [GPa]}$ $= 200000 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$
Deflexión máxima	$y_{\max} = (R_A * 1200 * 380 * (2400 + 380) * \sqrt{3 * 1200 * (2400 + 380)}) / (27 * E * I * L)$	$y_{\max} = 3.624 \text{ [mm]}$
Esfuerzo Máximo	$\sigma = M * \frac{c}{I}$	$\sigma = 42.92 \text{ [MPa]}$
Esfuerzo a la fluencia	Acero estructural ASTM 500 (Tubería estructural colmena.	$S_y = 46000 \text{ [psi]}$ $= 317 \text{ [MPa]}$
Factor de seguridad	$SF = \frac{S_y}{\sigma}$	$SF = 7.39$

Fuente: Autor.

Se realizan iteraciones variando el tamaño y espesor del perfil obteniendo los resultados que se presentan a continuación.

Tabla 40. Iteración factor de seguridad subelemento 2 de la estructura.

TAMAÑO [mm]	ESPESOR [mm]	MOMENTO DE INERCIA [cm ⁴]	ESFUERZO MAXIMO [MPa]	DEFLEXION MAXIMA [mm]	FACTOR DE SEGURIDAD
25.4	1.5	1.22	42,92	3,624	7,389
25.4	2.0	1.48	35,38	2,987	8,964
25.4	2.5	1.69	30,99	2,616	10,24
38.1	1.5	5.49	14,31	0,8053	22,17
38.1	2.0	6.94	11,32	0,637	28,02
38.1	2.5	8.22	9,556	0,5378	33,19
50.8	1.5	11.07	9,461	0,3994	33,52
50.8	2.0	14.15	7,402	0,3124	42,85
50.8	2.5	16.94	6,182	0,261	51,3

Fuente: Autor.

Se observa que un cambio de tamaño entre 25,4 [mm] (espesor de 2.5 [mm]) a 38.1 [mm] (espesor 1.5 [mm]) aumenta el factor de seguridad al doble y disminuye la deflexión máxima de 2.616 [mm] a 0.8053 [mm]. Seguir aumentando el tamaño no representa un gran incremento en cuanto a factor de seguridad.

Para el diseño de bastidores y estructuras se recomienda una deflexión inferior a 0.0005 mm/mm de longitud de la viga en elementos de maquina con cierta precisión. Para este caso la deflexión máxima aceptable es de 1.2 [mm] (0.0005 x 2400)⁸.

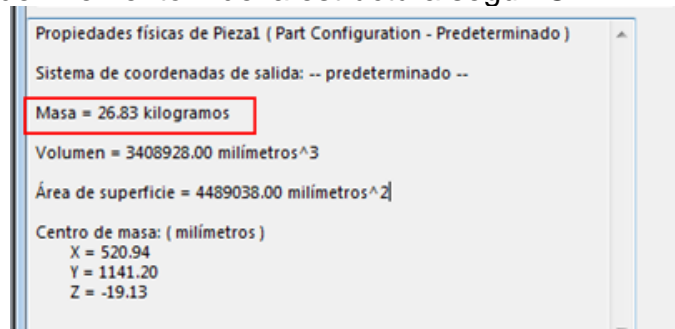
Según este criterio de tener un deflexión inferior a 1.2 [mm] la selección óptima del perfil corresponde a perfil cuadrado de 38.1 [mm] y espesor de 1.5 [mm] que comercialmente se conoce como tubo cuadrado estructural ó hot rolled (HR) de 1 ½" calibre 16.

⁸ MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Education, 2006. Cap. 20.

Se realiza un análisis CAE de la selección propuesta para confirmar y complementar el diseño. Además en este análisis CAE se tiene en cuenta el peso de la estructura ya que se conoce el perfil seleccionado y se obtiene el peso del elemento gracias al software.

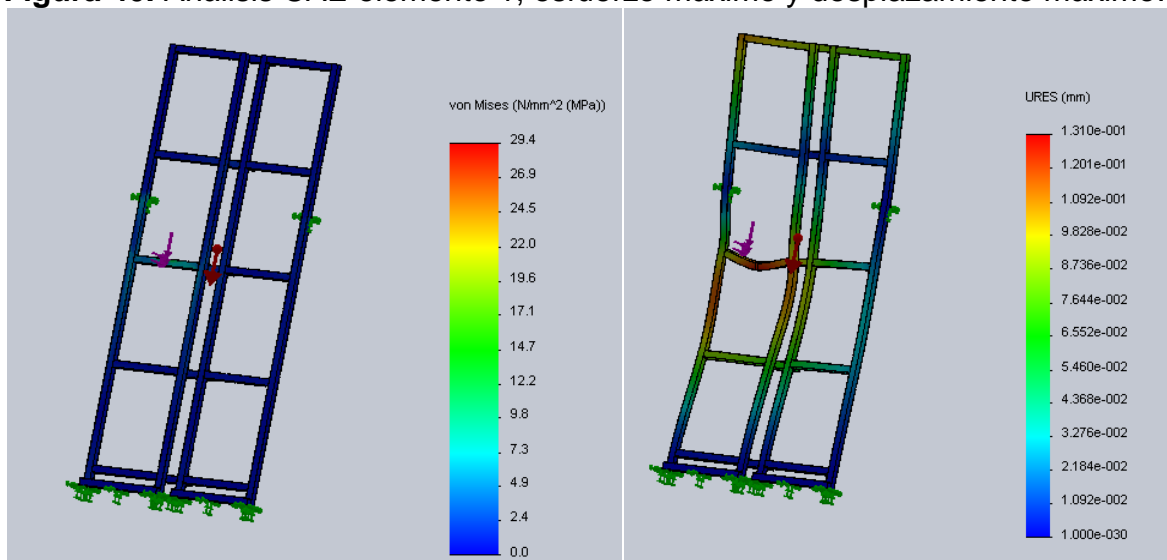
Según el software el peso del elemento 1 es de 26.83 [kgf].

Figura 39. Peso del Elemento 1 de la estructura según CAE.



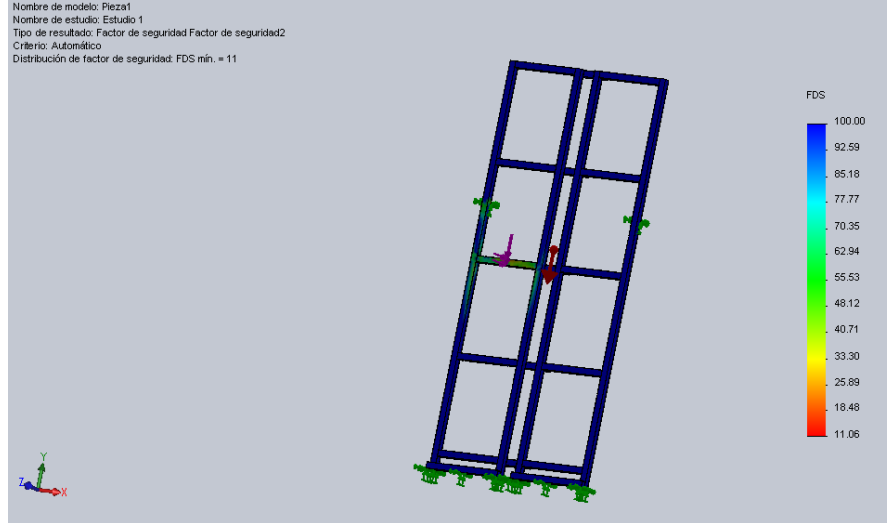
Fuente: Autor.

Figura 40. Análisis CAE elemento 1, esfuerzo máximo y desplazamiento máximo.



Fuente: Autor.

Figura 41. Análisis CAE elemento 1, Factor de seguridad.



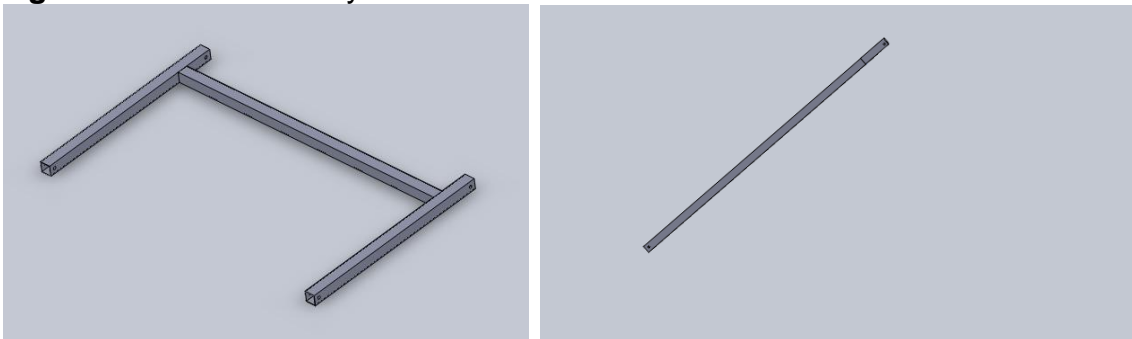
Fuente: Autor.

Los resultados obtenidos del análisis CAE muestran que el esfuerzo máximo es de 29.4 [MPa], que el desplazamiento máximo es de 0.131 [mm] y un factor de seguridad superior a 10. Estos valores cumplen los criterios de diseño, por esto se comprueba la selección hecha teóricamente.

5.1.2 Elementos 2 y 3

El elemento 2 corresponde a dos barras de 70 centímetros unidas entre sí por un travesaño y se ubican en la parte inferior de la estructura. Este elemento soporta una carga a tensión de aproximadamente 56 [N] (Tabla 38).

Figura 42. Elementos 2 y 3 de la estructura.



Fuente: Autor

El elemento 3 hace referencia a dos barras de 158 centímetros de longitud que unen el elemento 1 con el elemento 2 en cada lado. Este elemento soporta una carga a compresión de aproximadamente 217 [N] (Tabla 38).

Se plantea fabricar estos elementos con el mismo perfil cuadrado de 1 ½” calibre 16 para garantizar el mejor aprovechamiento del material durante la fabricación, debido a que comercialmente los tubos estructurales vienen en tramos de 6 metros de longitud.

El perfil cuadrado de 1 ½” calibre 16 presenta un área transversal de 220 [mm²]. Con las cargas obtenidas en los cálculos previos y el área del perfil obtenemos los esfuerzos normales a los que están sometidos los elementos.

Tabla 41. Esfuerzo elementos 2 y 3 de la estructura.

Elemento	Carga [N]	Área transversal [mm ²]	Esfuerzo normal [MPa]
2	56.16	220	0.25
3	217.01	220	0.98

Fuente: Autor.

Se observa que los esfuerzos a los que están sometidos estos elementos son bastante pequeños (<1 MPa) lo que indica que el tamaño del perfil seleccionado es más que suficiente para la aplicación en estos elementos.

Si se tiene en cuenta el peso del elemento 1 (26.86 [kgf]), el peso del conjunto de corte (5.2 [kgf]) y se estima que el resto de piezas de la maquina tengan un peso aproximado de 25 [kgf], los elementos 2 y 3 tendrán un esfuerzo adicional que hace que el esfuerzo normal aumente. Pero en ningún caso este esfuerzo superaría los 8 [MPa], como se muestra en el cálculo sencillo mostrado a continuación.

Si el elemento 3 es sometido a una fuerza de tensión (1692.6 [N]) equivalente al peso total de la lamina de madera (112.5 [kgf]=1104 [N]) mas el peso aproximado total de la maquina (60 [kgf]=588.6 [N]) el esfuerzo máximo seria de 7.69 [MPa].

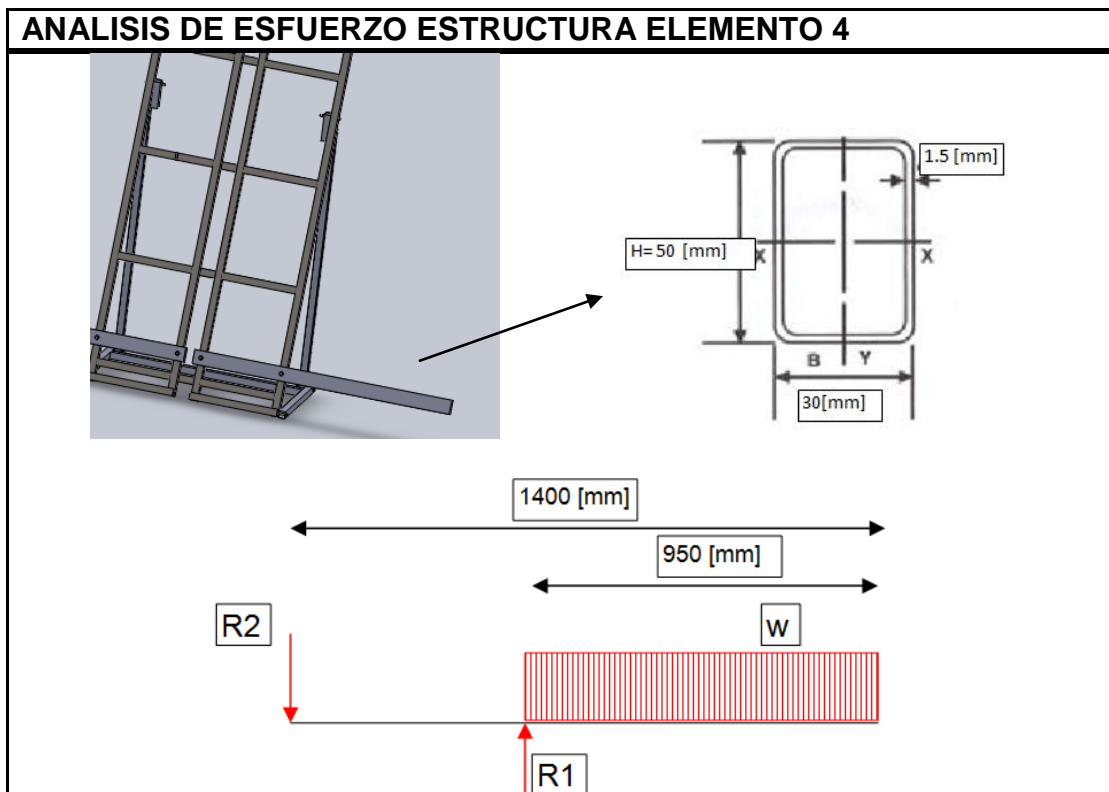
$$\sigma = \frac{1692.6[N]}{220 [mm^2]} = 7.69 [MPa]$$

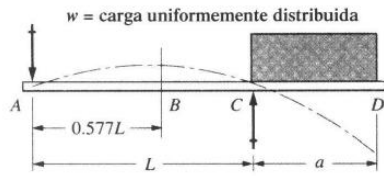
5.1.3 Elemento 4

Este elemento consiste en dos barras separadas entre sí que se unen al elemento 1 mediante dos pasadores. Se aproxima a una viga con dos apoyos. Su longitud total es de 140 centímetros. La longitud desde el extremo al primer apoyo es de 95 centímetros.

Se plantea un perfil rectangular puesto de manera vertical con el fin de garantizar el mayor momento de inercia.

Tabla 42. Análisis de Esfuerzo elemento 4 de la estructura.





En B:

$$y = 0.03208 \frac{wa^2L^2}{EI}$$

En el extremo D:

$$y = \frac{-wa^3}{24EI} (4L + 3a)$$

Parámetro	Ecuación	Valor
Carga sobre el elemento	No aplica	$W = 1104 [N]$
Longitud de la carga al punto 2	No aplica	$a = 950 [mm]$
Carga distribuida	$w = W/a$	$W = 1.162 [N/mm]$
Reacción 1	$\sum M_2 = 0 \quad \cup +$ $W * 925 - R_1 * 450 = 0$	$R_1 = 2269.3 [N]$
Reacción 2	$\sum F_y = 0 \quad \uparrow +$ $R_1 - R_2 - W = 0$	$R_2 = 1165.3 [N]$
Momento máximo	$M_A = R_2 * 450$	$M_A = 524385 [N * mm]$
Momento de inercia	Catalogo tubería colmena.	$I = 7.72 [cm^4]$ $= 77200 [mm^4]$
Distancia máxima al eje neutro	$c = \frac{H}{2}$	$c = 25 [mm]$
Modulo de elasticidad	No aplica	$E = 200 [GPa]$ $= 200000 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$
Deflexión máxima	$y_{m\acute{a}x} = \frac{-w * a^3}{24 * E * I} * (4L + 3a)$	$y_{m\acute{a}x} = 12.5 [mm]$
Esfuerzo Máximo	$\sigma = M * \frac{c}{I}$	$\sigma = 169.8 [MPa]$
Esfuerzo a la fluencia	Acero estructural ASTM 500 Tubería estructural colmena.	$S_y = 46000 [psi]$ $= 317 [MPa]$
Factor de seguridad	$SF = \frac{S_y}{\sigma}$	$SF = 1.867$

Fuente: Autor.

Se realizan iteraciones variando el tamaño y espesor del perfil obteniendo los resultados que se presentan a continuación.

Tabla 43. Iteración factor de seguridad elemento 4 de la estructura.

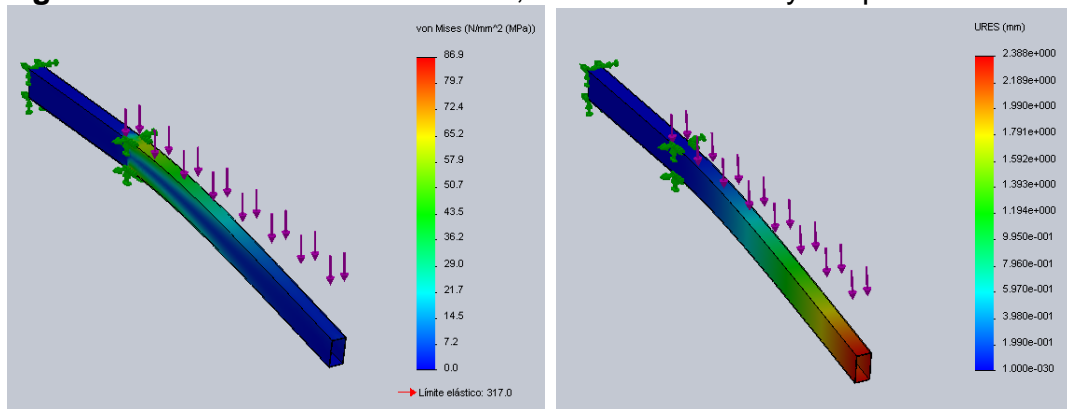
TAMANO [mm x mm]	ESPESOR [mm]	MOMENTO DE INERCIA [cm ⁴]	ESFUERZO MAXIMO [MPa]	DEFLEXION MAXIMA [mm]	FACTOR DE SEGURIDAD
50 x 30	1.5	7.72	169,8	12,5	1,867
50 x 30	2.0	9.76	134,3	9,89	2,36
50 x 30	2.5	11.55	113,5	8,357	2,793
60 x 40	1.5	13.84	113,7	6,974	2,789
60 x 40	2.0	17.69	88,93	5,456	3,565
76 x 38	1.5	24.92	79,96	3,873	3,964
76 x 38	2.0	32.06	62,16	3,011	5,1
76 x 38	2.5	38.64	51,57	2,498	6,147
76 x 38	3.0	44.67	44,61	2,161	7,106

Fuente: Autor.

Se selecciona el perfil rectangular de tamaño 76 x 38 [mm] con espesor de 1.5 [mm] que garantiza un factor de seguridad cercano a 4. Comercialmente se conoce como tubo rectangular estructural ó hot rolled (HR) de 3" x 1 ½" calibre 16.

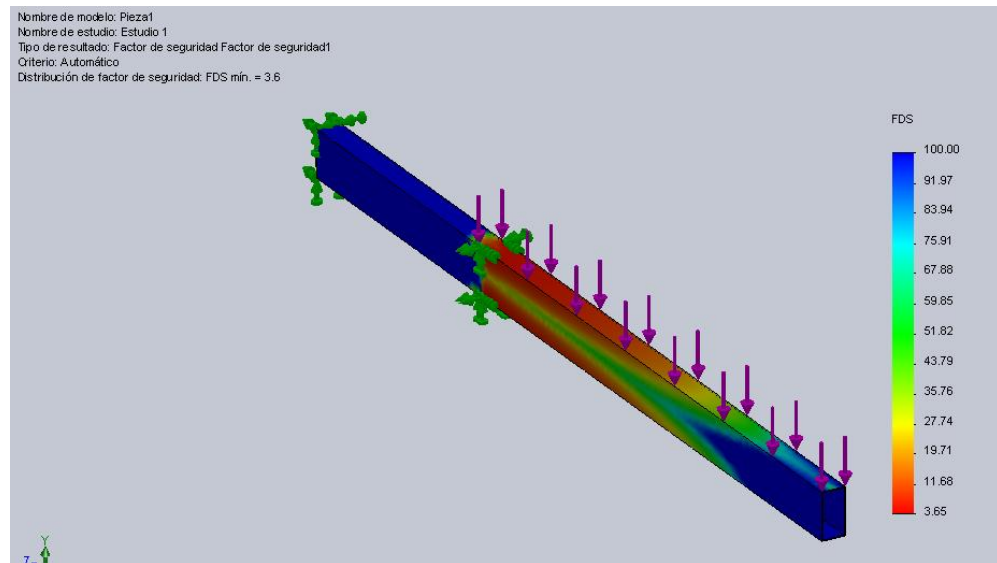
Se realiza un análisis CAE de la selección propuesta para confirmar y complementar el diseño.

Figura 43. Análisis CAE elemento 4, esfuerzo máximo y desplazamiento máximo.



Fuente: Autor.

Figura 44. Análisis CAE elemento 4, factor de seguridad.



Fuente: Autor.

Del análisis CAE se obtiene un esfuerzo máximo de 86.9 [MPa], una deflexión máxima de 2.38 [mm] y un factor de seguridad mínimo de 3.6. Se confirma la selección teórica.

5.1.4 Tornillos de ensamble para la estructura

Los elementos de la estructura se ensamblan mediante el uso de pernos.

La unión crítica de los elementos de la estructura se presenta en la unión del elemento 4 con el elemento 1, debida al peso de la lámina de madera.

El esfuerzo que deben soportar estos dos pernos se calcula de la siguiente manera. La primera iteración se hace con un diámetro de $\frac{1}{4}$ ".

Tabla 44. Análisis de esfuerzo tornillos de ensamble de la estructura.

ANÁLISIS DE ESFUERZO TORNILLOS DE ENSAMBLE ESTRUCTURA		
Parámetro	Ecuación	Valor
Carga sobre el elemento	No aplica	$W = 1104 [N]$
Reacción 1	$\sum M_2 = 0 \quad \curvearrow +$ $W * 925 - R_1 * 450 = 0$	$R_1 = 2269.3 [N]$ $= 510.2 [lbf]$
Reacción 2	$\sum F_y = 0 \quad \uparrow +$ $R_1 - R_2 - W = 0$	$R_2 = 1165.3 [N]$ $= 261.9 [lbf]$
Diámetro del pasador	No aplica	$D_{\text{pasador}} = 1/4 [in]$
Área resistente del tornillo	Tabla 18.4 Mott. Anexo C.	$A = 0.0318 [in^2]$
Esfuerzo cortante máximo directo sobre el pasador	$\tau = \frac{R_1}{A}$	$\tau = 16044 [psi]$ $= 16.044 [ksi]$
Esfuerzo a la fluencia	Grado SAE 2.	$S_y = 57 [ksi]$
Esfuerzo cortante admisible	$S_c = \frac{S_y}{2}$	$S_c = 28.5 [ksi]$
Factor de seguridad	$SF = \frac{S_c}{\tau}$	$SF = 1.77$

Fuente: Autor.

Se analizan los esfuerzos variando el diámetro del tornillo hasta encontrar un factor de seguridad mayor a 3.

Tabla 45. Iteración diámetro de tornillo de ensamble.

Tamaño	Área resistente [in ²]	Esfuerzo cortante [ksi]	Factor de seguridad
1/4"	0.0318	16.04	1.17
5/16"	0.0524	9.73	2.93
3/8"	0.0775	6.58	4.33

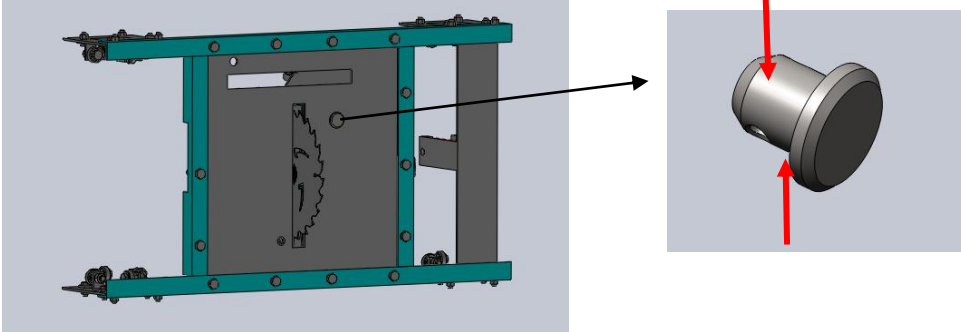
Fuente: Autor.

Para el ensamble de la estructura se seleccionan tornillos de 3/8" dando un factor de seguridad mayor a 4.

5.2 PASADOR DE ROTACION

El pasador de rotación soporta el peso del conjunto de corte y la fuerza de corte desarrollada por la herramienta. Este pasador une el conjunto de corte con la placa base de la sierra. El peso del conjunto de corte es de 5.2 [kgf] (51 [N]) y la fuerza de corte equivale a 24.3 [N] según cálculos previos. Se asume que la carga total que debe soportar el pasador es la suma de estos dos valores (aproximadamente 76 [N]) y que la dirección de las fuerzas es la misma. La estructura se diseña inclinada 15° con respecto a la vertical lo que disminuye un poco el valor de la carga, pero los cálculos se realizan con un valor de 75 [N].

Tabla 46. Análisis de esfuerzo pasador de rotación.

ANÁLISIS DE ESFUERZO PASADOR DE ROTACION		
		
Parámetro	Ecuación	Valor

Diámetro del pasador	No aplica	$D = 6 [mm]$
Fuerza cortante sobre el pasador	No aplica	$F = 75 [N]$
Área resistente del pasador	Tabla 18.5 Mott. Anexo C.	$A = 20.1 [mm^2]$
Esfuerzo cortante directo sobre el pasador	$\tau = \frac{F}{A}$	$\tau = 3.73 [MPa]$
Esfuerzo a la fluencia	Grado SAE 2.	$S_y = 57 [ksi]$ $= 393 [MPa]$
Esfuerzo cortante admisible	$S_c = \frac{S_y}{2}$	$S_c = 196.5 [MPa]$
Factor de seguridad	$SF = \frac{S_c}{\tau}$	$SF = 53.7$

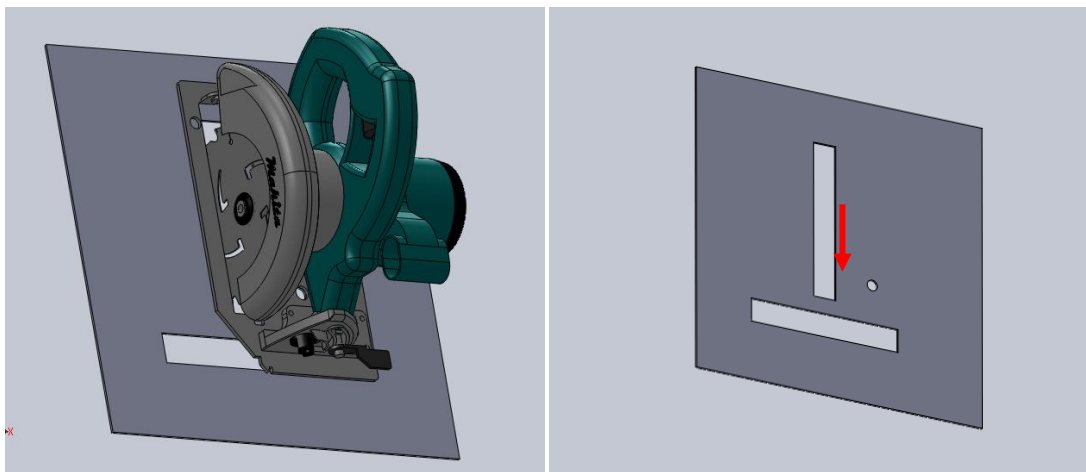
Fuente: Autor.

Se obtiene una factor de seguridad superior a 50 por lo que se concluye que un pasador con diámetro de 6 [mm] satisface los requerimientos de diseño.

5.3 PLACA BASE DEL CONJUNTO DE CORTE

Las dimensiones de la placa son generadas a partir de los requerimientos geométricos del conjunto de corte.

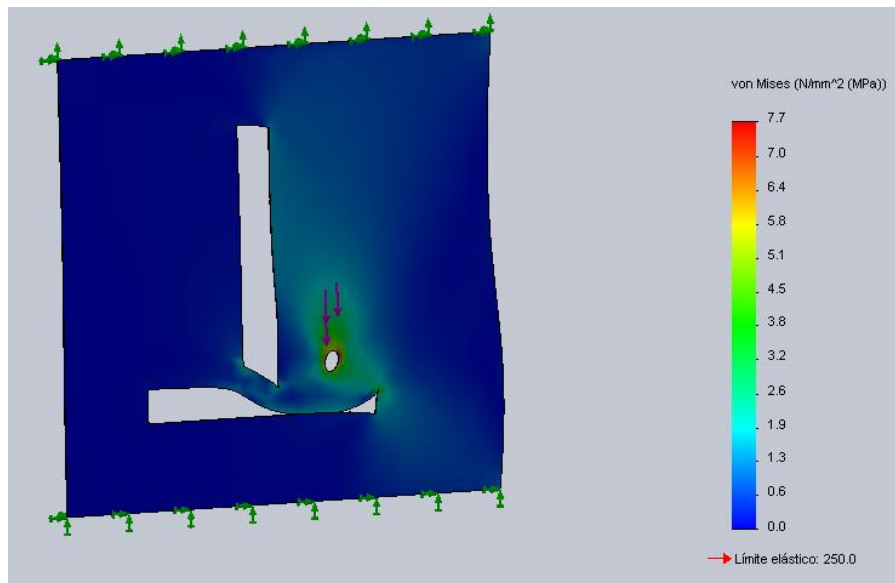
Figura 45. Placa base del conjunto de corte.



Fuente: Autor.

Esta placa soporta la carga impuesta por el pasador de rotación (75 [N]). Esta fuerza es paralela a la placa base y genera un esfuerzo que trata de “desgarrar” la pieza. Este escenario teóricamente es difícil de calcular. Mediante un análisis CAE se simula esta situación usando lamina de acero A36 calibre 20, es decir, un espesor de 0.9 [mm] y se muestran los siguientes resultados. La resistencia a la fluencia de la lamina A36 es de 250 [MPa].

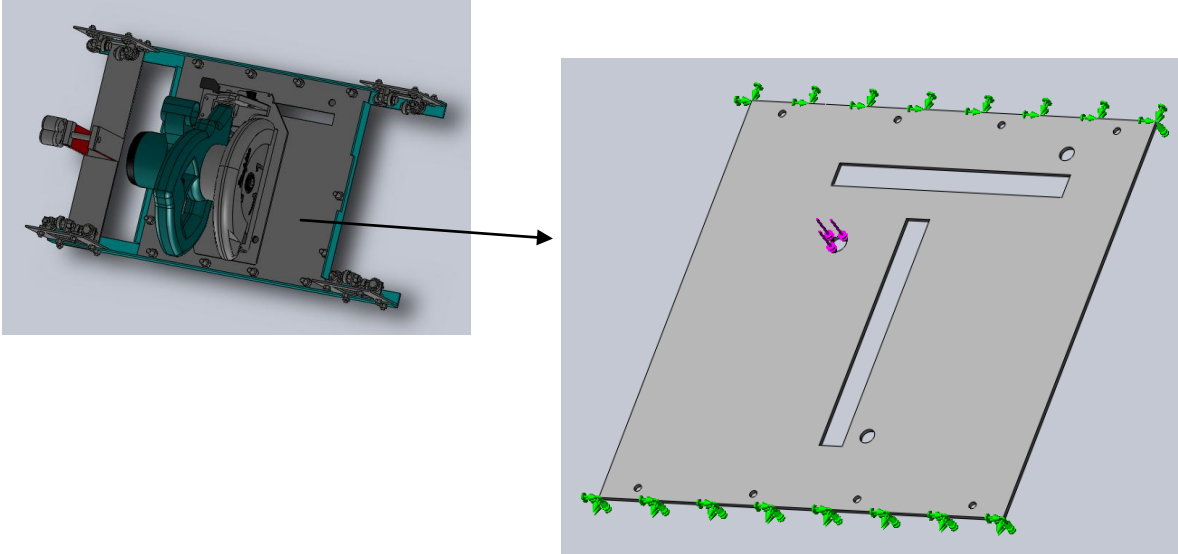
Figura 46. Análisis CAE Placa base del conjunto de corte, Esfuerzo máximo al “desgarro”.



Fuente: Autor.

El esfuerzo máximo es del orden de 7.7 [MPa] lo que conlleva a un factor de seguridad superior a 30. La lamina calibre 20 cumple el criterio de seguridad para la situación planteada. Pero debe hacerse un análisis de esfuerzo cuando la carga es aplicada normalmente a la placa, como un segundo criterio de diseño. Para esta situación se plantea un cálculo basado en el capítulo 12 del libro Elementos de maquinas de Spotts. Se hace una aproximación de una placa rectangular con carga concentrada en el centro y apoyada en los bordes.

Tabla 47. Análisis de esfuerzo placa base del conjunto de corte.

ANALISIS DE ESFUERZO PLACA BASE DEL CONJUNTO DE CORTE		
		
Parámetro	Ecuación	Valor
Ancho de la placa base	No aplica	$a = 0.39 [m]$
Largo de la placa base	No aplica	$b = 0.39 [m]$
Espesor de la placa	No aplica	$h = 0.9 [mm]$
Fuerza aplicada sobre la placa	No aplica	$P = 75 [N]$
Radio de círculo sobre el que se distribuye la carga	No aplica	$e = 3 [mm]$ $= 0.003 [m]$
Coefficiente de poisson	No aplica	$\mu = 0.3$
Relación b/a	$z = b/a$	$z = 1$
Coefficiente 2	No aplica	$\gamma = 0.564$
Esfuerzo de tensión en el centro de la placa	$\sigma = \frac{1.5 * P}{\pi * h^2} * [(1 + \mu) * \ln \frac{2 * a}{\pi * e} + 1 - \gamma]$	$\sigma = 273.1 [MPa]$
Esfuerzo a la fluencia	Acero A36.	$S_y = 250 [MPa]$
Factor de seguridad	$SF = \frac{S_y}{\sigma}$	$SF = 0.9155$

Fuente: Autor.

Con el cálculo anterior el factor de seguridad es menor que 1. Por lo tanto se varía el espesor de la lámina hasta encontrar un valor que cumpla como mínimo un factor de seguridad de 5.

Tabla 48. Iteración calibre de lámina para la placa base del conjunto de corte.

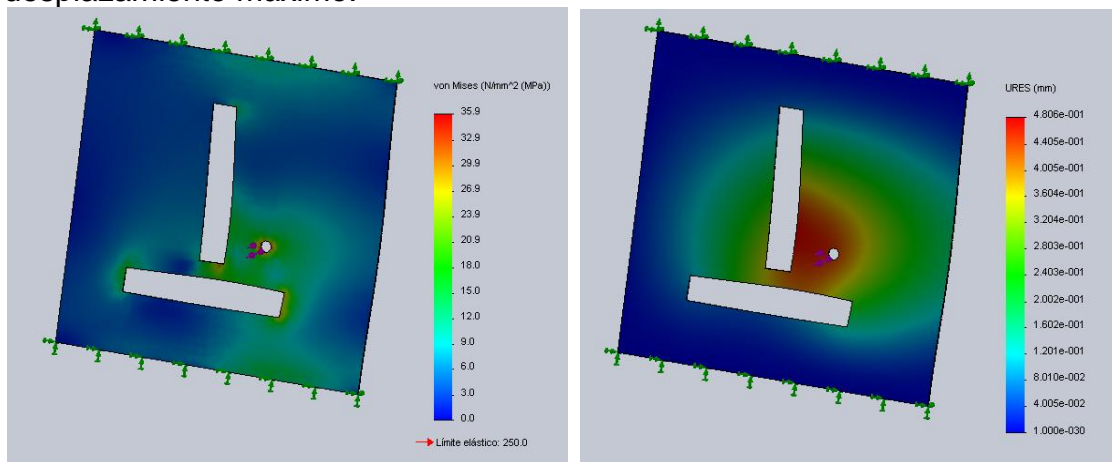
Calibre de la lamina	Espesor de la lamina [mm]	Esfuerzo [MPa]	Factor de seguridad
20	0,9	273,1	0,9155
18	1,21	151,1	1,655
16	1,5	95,74	2,611
14	1,9	61,27	4,08
12	2,6	31,26	7,997
11	3,04	23,93	10,45
-	4	13,82	18,08

Fuente: Autor.

Se selecciona para la placa base: lamina calibre 12 (espesor de 2.6 [mm]), garantizando un factor de seguridad cercano a 8.

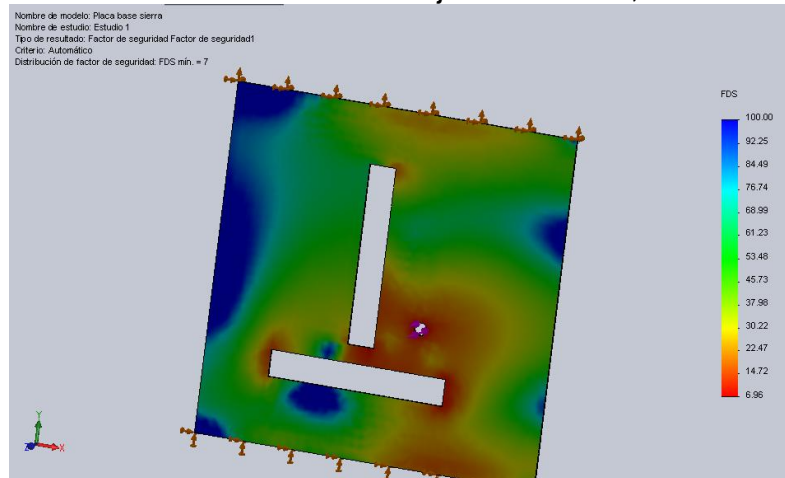
Se realiza un análisis CAE de la selección propuesta para confirmar y complementar el diseño.

Figura 47. Análisis CAE Placa base del conjunto de corte, Esfuerzo y desplazamiento máximo.



Fuente: Autor

Figura 48. Análisis CAE Placa base del conjunto de corte, Factor de seguridad.



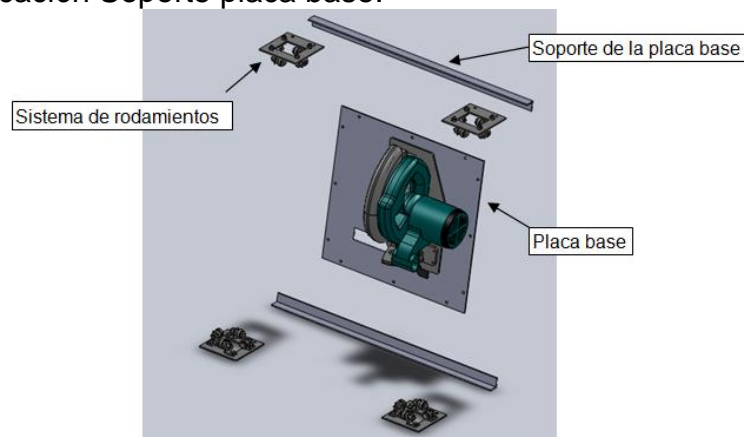
Fuente: Autor.

Del análisis CAE se obtiene un esfuerzo máximo de 35.9 [MPa], un desplazamiento máximo de 0.48 [mm] y un factor de seguridad mínimo de 7, se comprueba la selección de lamina calibre 12.

5.4 SOPORTE DE LA PLACA BASE

El soporte de la placa base hace referencia a dos vigas unidas a la placa base una arriba y la otra abajo. En los extremos de estos soportes están ensamblados los sistemas de rodamientos.

Figura 49. Ubicación Soporte placa base.



Fuente: Autor.

Se propone para este soporte un perfil en ángulo y para su análisis se aproxima a una viga simplemente apoyada con una carga concentrada en el centro equivalente al peso del conjunto de corte (5.2 [kgf]) más el peso de la placa base (2.74 [kgf]). El material que se usara para este elemento será aluminio 6063 (arquitectónico). Se usa aluminio con el objetivo de reducir peso para esta parte de la estructura.

Figura 50. Peso placa base según CAE.

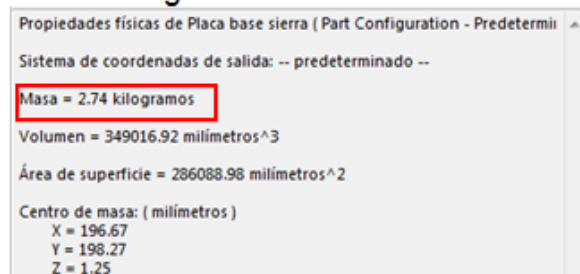


Tabla 49. Cálculo esfuerzo para el soporte placa base.

ANÁLISIS DE ESFUERZO SOPORTE DE LA PLACA BASE		
Parámetro	Ecuación	Valor
Carga sobre los dos soportes	No aplica	$W = 7.94 [kgf]$ $= 77.9 [N]$
Carga sobre cada soporte	$P = \frac{W}{2}$	$P = 38.95 [N]$

Longitud del elemento	No aplica	$L = 600 [mm]$
Reacciones en los puntos A y C	$R_A = R_C = \frac{P}{2}$	$R_A = 19.475 [N]$
Momento máximo	$M_B = R_A * \frac{L}{2}$	$M_B = 5842.5 [N * mm]$
Momento de inercia	No aplica	$I = 3900 [mm^4]$
Distancia máxima al eje neutro	No aplica	$c = 14 [mm]$
Modulo de elasticidad	Aluminio 6063. (Arquitectónico).	$E = 69 [GPa]$ $= 69000 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$
Deflexión máxima	$y_{m\acute{a}x} = \frac{P * L^3}{48 * EI}$	$y_{m\acute{a}x} = 0.65 [mm]$
Esfuerzo Máximo	$\sigma = M * \frac{c}{I}$	$\sigma = 20.97 [MPa]$
Esfuerzo a la fluencia	Aluminio 6063. (Arquitectónico). Anexo A.	$S_y = 48 [MPa]$
Factor de seguridad	$SF = \frac{S_y}{\sigma}$	$SF = 2.29$

Fuente: Autor.

Con el objetivo de obtener un factor de seguridad mayor a 3 se calcula con la misma metodología para un ángulo de 25 x 25 [mm] y espesor de 3 [mm].

Tabla 50. Iteración factor de seguridad soporte de la placa base.

Tamaño [mm x mm x mm]	Inercia [mm ⁴]	Distancia al eje neutro [mm]	Esfuerzo [MPa]	Deflexión [mm]	Factor de seguridad
20 x 20 x 3	3900	14.0	20.97	0.65	2.29
25 x 25 x 3	7900	17.7	13.09	0.32	3.67

Fuente: Autor.

Se selecciona entonces un perfil en ángulo de 25 x 25 [mm] y espesor de 3 [mm], material aluminio 6063 (arquitectónico).

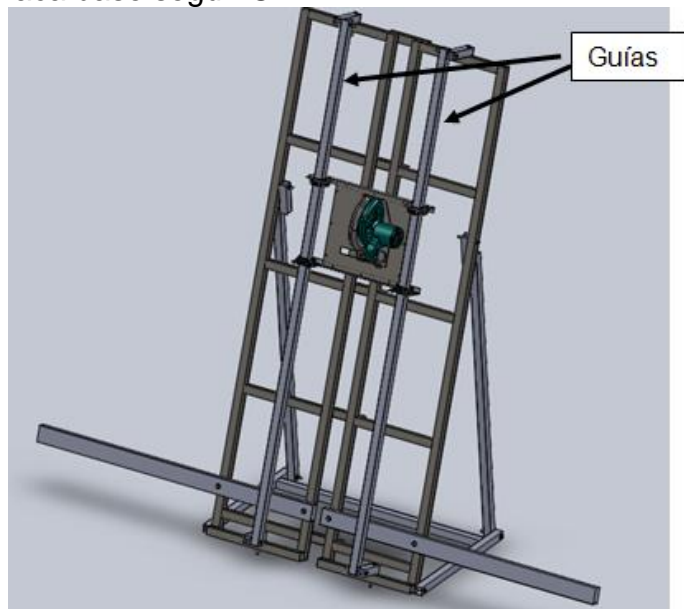
5.5 GUÍAS

Las guías se componen de 2 barras de una longitud de 2.4 metros, por donde se desplaza el sistema de corte mediante el conjunto de rodamientos. Se encuentran atornilladas en los extremos a la estructura principal.

Cada guía soporta una carga mínima de la componente del peso de todo el conjunto de corte. Esta carga reducida se debe a la presencia del mecanismo de contrapeso que equilibra el sistema de corte y lo mantiene estático en cualquier posición vertical de la guía.

Por cuestiones de manufactura se propone trabajar las guías con el mismo perfil de tubo cuadrado utilizado en los elementos de la estructura principal.

Figura 51. Peso placa base según CAE.



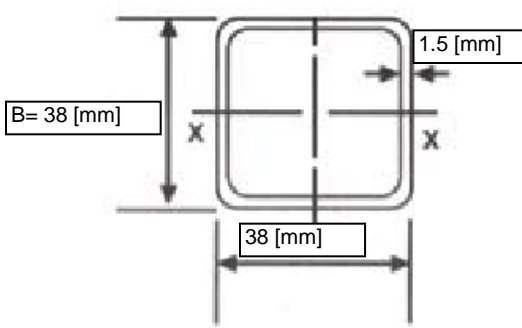
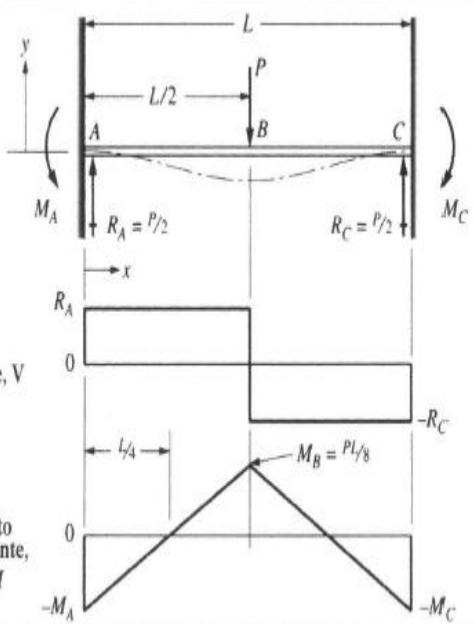
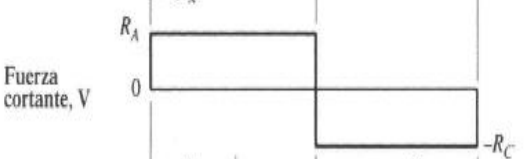
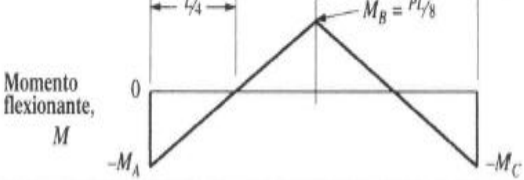
Fuente: Autor.

Por cuestiones de manufactura se propone trabajar las guías con el mismo perfil de tubo cuadrado utilizado en los elementos de la estructura principal (Tubo estructural cuadrado de 1 ½" calibre 16)

Se analiza como criterio propio que cada guía este en la capacidad de soportar una carga equivalente al peso de todo el sistema de corte (aproximadamente 15 [kgf]), concentrada esta fuerza en el centro de la guía. Las guías se aproximan a dos vigas empotradas en los extremos.

Se presenta a continuación el cálculo para la selección propuesta.

Tabla 51. Cálculo de esfuerzo en las guías.

CALCULO DE ESFUERZO GUIAS		
		
	<p><i>Momentos</i></p> $M_A = M_B = M_C = \frac{PL}{8}$ <p><i>Deflexiones</i> En el centro B:</p> $y_B = y_{\max} = \frac{-PL^3}{192EI}$ <p>Entre A y B:</p> $y = \frac{-Px^2}{48EI} (3L - 4x)$	
<p>Fuerza cortante, V</p> 	<p>Momento flexionante, M</p> 	
Parámetro	Ecuación	Valor
Carga sobre cada guía	No aplica	$P = 15 \text{ [kgf]}$ $= 147.15 \text{ [N]}$
Longitud del elemento	No aplica	$L = 2.4 \text{ [m]}$

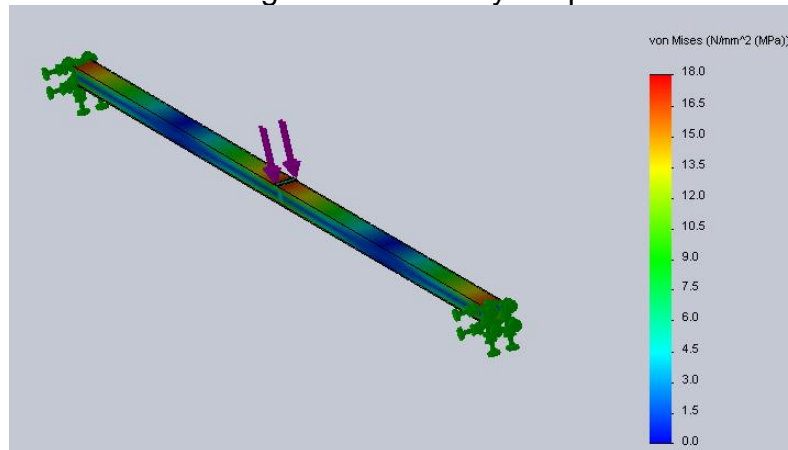
Reacciones en los puntos A y C	$R_A = R_C = \frac{P}{2}$	$R_A = 73.58 [N]$
Momento máximo	$M_B = P * \frac{L}{8}$	$M_B = 44.145 [N * m]$ $= 44145 [N * mm]$
Momento de inercia	Catalogo Tubería colmena.	$I = 5.49 [cm^4]$ $= 54900 [mm^4]$
Distancia máxima al eje neutro	$c = \frac{B}{2}$	$c = 19 [mm]$
Modulo de elasticidad	No aplica	$E = 200 [GPa]$ $= 200000 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$
Deflexión máxima	$y_{m\acute{a}x} = P * \frac{L^3}{192 * EI}$	$y_{m\acute{a}x} = 0.965 [mm]$
Esfuerzo Máximo	$\sigma = M * \frac{c}{I}$	$\sigma = 15.3 [MPa]$
Esfuerzo a la fluencia	Acero estructural ASTM 500 (Tubería estructural colmena.	$S_y = 46000 [psi]$ $= 317 [MPa]$
Factor de seguridad	$SF = \frac{S_y}{\sigma}$	$SF = 20.71$

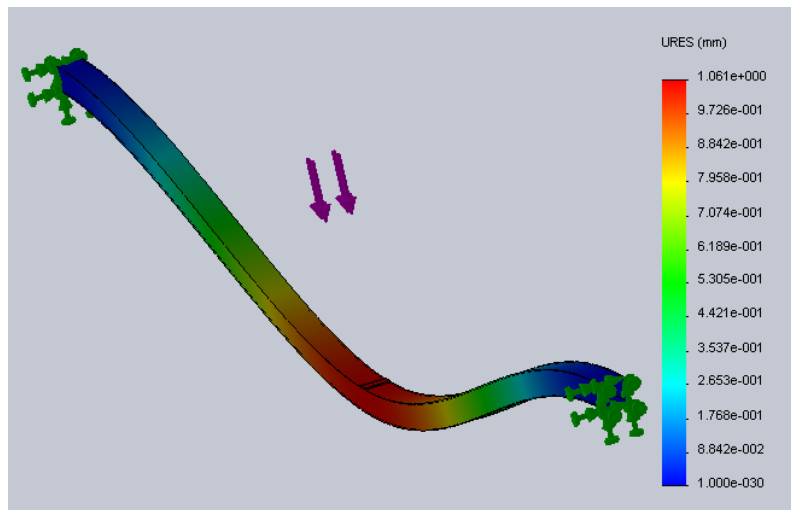
Fuente: Autor.

Se obtiene un factor de seguridad superior a 20 y una deflexión inferior a 1 [mm], se confirma que la selección es adecuada para este elemento.

Se realiza un análisis CAE de la selección propuesta para confirmar y complementar el diseño.

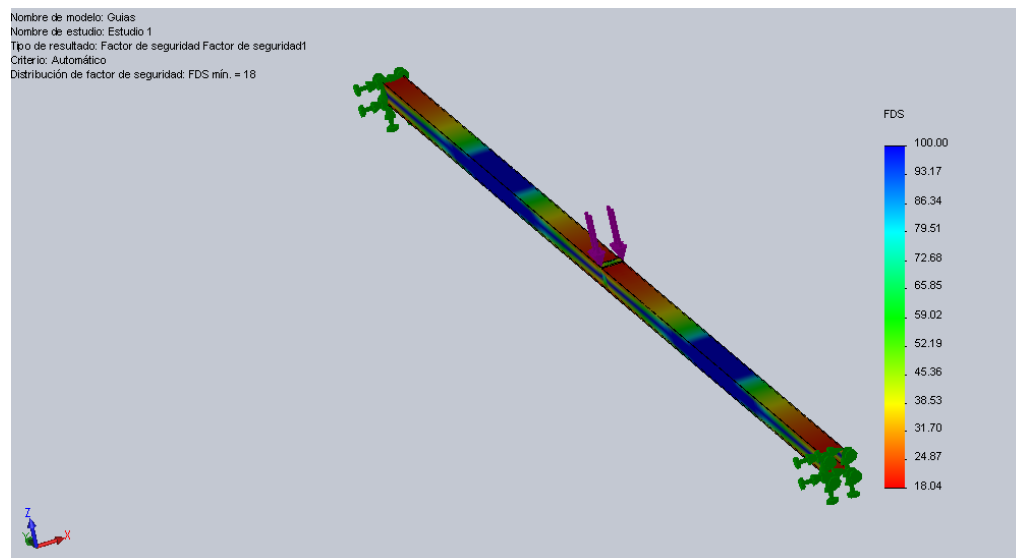
Figura 52. Análisis CAE de las guías. Esfuerzo y desplazamiento maximo.





Fuente: Autor.

Figura 53. Análisis CAE de las guías. Factor de seguridad.



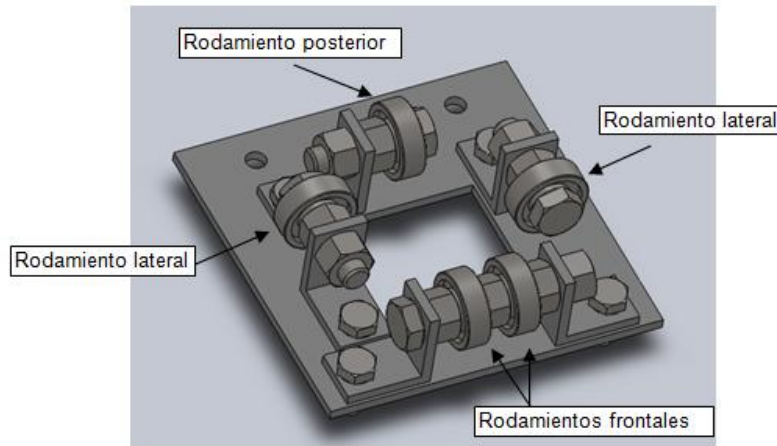
Fuente: Autor.

Del análisis CAE se obtiene un esfuerzo máximo de 18.0 [MPa], una desplazamiento máximo de 1.06 [mm] y un factor de seguridad mínimo de 18. Con estos resultados se confirma que la selección de tubo con perfil cuadrado de 1 ½" calibre 16 es adecuada para las guías.

5.6 SISTEMA DE RODAMIENTOS

El sistema de rodamientos consiste en un ensamble de 5 rodamientos de bolas, en una configuración tal que dos rodamientos están en contacto con la cara frontal de las guía y los otros tres rodamientos están en contacto cada uno con una de las otras caras de la guía.

Figura 54. Ensamble sistema de rodamientos.



Fuente: Autor.

Los dos rodamientos frontales soportan una mínima fracción del peso del sistema de corte, esto debido a la inclinación de 15° de la estructura y a la presencia del mecanismo de contrapeso. Sin embargo la selección de los rodamientos se hace bajo el criterio de una capacidad mínima de carga estática de 15 [kgf].

Del catálogo de NTN Bearing se selecciona el siguiente rodamiento.

Tabla 52. Especificaciones rodamientos NTN 1.

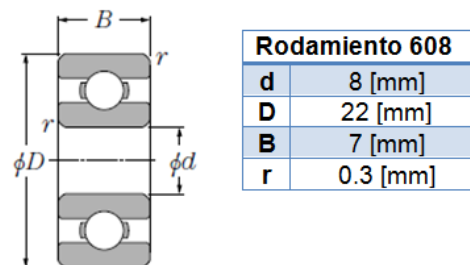
	Dimensiones principales								Capacidad básica de carga				abiertos
	mm								N		kgf		
	d	D	B	B_1	D_1	D_2	C_1	C_2	$r_s \text{ min}^{-1}$	C_r	C_{or}	C_r	
8	12	2.5	3.5	13.2	13.6	0.6	0.8	0.1	515	252	52.0	26.0	678A
	14	3.5	4	15.6	15.6	0.8	0.8	0.15	820	385	84.0	39.0	BC8-14
	16	4	5	18	18	1	1.1	0.2	1 610	715	164	73.0	688A
	19	6	6	22	22	1.5	1.5	0.3	1 990	865	202	88.0	698
	22	7	7	25	25	1.5	1.5	0.3	3 350	1 400	340	142	608
	24	8	8	—	—	—	—	0.3	4 000	1 590	410	162	628

Fuente: Catálogo NTN Bearing.

Este rodamiento tiene una capacidad de carga estática de 142 [kgf] lo que cumple con el criterio de selección. Además comercialmente es de fácil adquisición tanto por economía como por disponibilidad en el mercado local.

Las dimensiones más representativas del rodamiento se presentan a continuación.

Figura 55. Dimensiones principales rodamiento 608.



Fuente: Catálogo NTN Bearing.

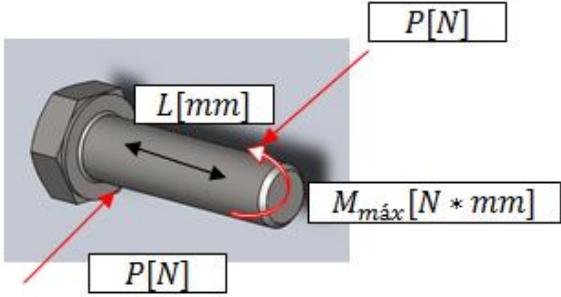
Si se establece la velocidad lineal de avance máxima del sistema de corte como 20 [m/min] tenemos que la velocidad angular del rodamiento es de 289.4 [RPM].

Tabla 53. Cálculo vida nominal rodamiento 608.

Parámetro	Ecuación	Valor
Carga sobre el rodamiento	No aplica	$P = 15$ [kgf]
Velocidad lineal máxima de la guía	No aplica	$v = 20$ [$\frac{m}{min}$]
Diámetro exterior del rodamiento	No aplica	$D = 22$ [mm] $= 0.022$ [m]
Velocidad angular del rodamiento	$n = \frac{v}{\pi * D}$	$n = 289.4$ [RPM]
Factor de velocidad	$f_n = \left(\frac{33.3}{n}\right)^{\frac{1}{3}}$	$f_n = 0.4864$
Capacidad de carga dinámica Rodamiento 608	No aplica	$C_r = 340$ [kgf]
Factor de vida Rodamiento 608	$f_h = f_n * \frac{C_r}{P}$	$f_h = 11.02$
Vida nominal Rodamiento 608	$L_{10} = 500 * f_h^3$	$L_{10} = 670069$ [horas]

A continuación se presenta el análisis de esfuerzo del eje de estos rodamientos. Por cuestiones de economía y facilidad de construcción se plantea el uso de tornillos grado SAE 2, realizando la función de ejes de estos rodamientos.

Tabla 54. Calculo de esfuerzo eje de rodamientos de las guías.

CALCULO DE ESFUERZO EJE RODAMIENTOS DE LAS GUIAS		
		
Parámetro	Ecuación	Valor
Diámetro del eje	No aplica	$D = 8 \text{ [mm]}$
Fuerza cortante sobre el eje	No aplica	$P = 15 \text{ [kgf]} = 147.15 \text{ [N]}$
Área resistente del eje	$A = \pi * \frac{D^2}{4}$	$A = 50.27 \text{ [mm}^2\text{]}$
Esfuerzo cortante máximo sobre el eje	$\tau = \frac{4 * P}{3 * A}$	$\tau = 3.9029 \text{ [MPa]}$
Esfuerzo a la fluencia	Grado SAE 2. Tabla 18.1 Mott.	$S_y = 57 \text{ [ksi]}$ $= 393 \text{ [MPa]}$
Esfuerzo cortante admisible	$S_c = \frac{S_y}{2}$	$S_c = 196.5 \text{ [MPa]}$
Factor de seguridad	$SF = \frac{S_c}{\tau}$	$SF = 50.3$
Longitud del eje	No aplica	$L = 12 \text{ [mm]}$
Momento máximo	$M_{máx} = P * L$	$M_{máx} = 1765.8 \text{ [N * mm]}$
Distancia máxima al eje neutro	$c = \frac{D}{2}$	$c = 4 \text{ [mm]}$
Momento de inercia	$I = \pi * \frac{D^4}{32}$	$I = 402.1 \text{ [mm}^4\text{]}$
Esfuerzo por flexión	$\sigma = \frac{M_{máx} * c}{I}$	$\sigma = 17.56 \text{ [MPa]}$
Esfuerzo a la fluencia	Grado SAE 2. Tabla 18.1 Mott.	$S_y = 57 \text{ [ksi]}$ $= 393 \text{ [MPa]}$
Factor de seguridad	$SF = \frac{S_c}{\tau}$	$SF = 22.38$

Se obtienen un factor de seguridad muy superior a 20 lo que confirma que la selección es adecuada para los ejes de los rodamientos de la guía.

5.7 MECANISMO DE CONTRAPESO

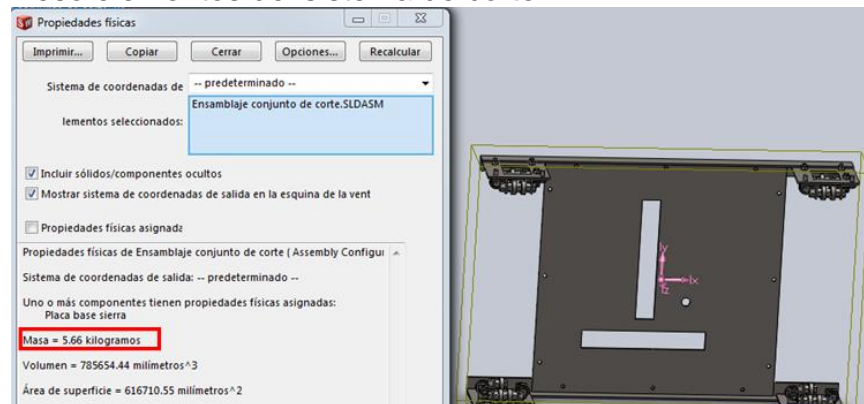
El mecanismo de contrapeso cumple la función de equilibrar el peso del sistema de corte, para que el operario solo deba aportar la fuerza necesaria para el corte (aproximadamente 3 [kgf]).

El mecanismo de contrapeso está conformado por un cable unido a la placa base del sistema de corte, que pasa por una polea ubicada en la parte superior de la estructura y se une en el otro extremo a un conjunto de pesas con un valor equivalente al peso de todo el sistema de corte.

El peso del conjunto de corte MAKITA 5007N es dado en el catalogo del fabricante y corresponde a 11 [lb] (≈ 5 [kgf]).

El peso del resto de elementos se calcula mediante la ayuda del software teniendo en cuenta los materiales que se usaran para cada elemento. Esto da como resultado un valor de 5.66 [kgf].

Figura 56. Peso elementos del sistema de corte.



Fuente: Autor

En total el sistema de corte pesa aproximadamente 10.66 [kgf].

- ✓ **Selección del cable:** se plantea usar cable de acero galvanizado. Los cables de acero están constituidos de alambres, estirados en frío, trenzados en hélice (espiral) formando las unidades que se denominan torones. El número de estos torones en el cable es generalmente de seis, aunque algunas veces se trenzan ocho o más torones alrededor de un alma para formar el cable. Comercialmente se maneja cable de acero 6x7 (6 torones con 7 alambres cada uno). En la siguiente tabla se observa la resistencia a la ruptura para cada diámetro nominal del cable.

Figura 57. Peso elementos del sistema de corte.



Cables Galvanizado Serie 6 x 7			
Diámetro		Alma de Acero (IWRC)	
mm.	plg.	Peso Kg/mts	Resistencia Ruptura en toneladas
3.2	1/8	0.04	0.53
4.8	3/16	0.08	1.18
6.4	1/4	0.14	2.08
8.0	5/16	0.22	3.23
9.5	3/8	0.31	4.58
11.5	7/16	0.43	6.25
13.0	1/2	0.57	8.12
14.5	9/16	0.71	10.30
16.0	5/8	0.88	12.60
19.0	3/4	1.25	18.00
22.0	7/8	1.71	24.20
26.0	1	2.23	31.30

Fuente: http://www.csbeaver.com/cable_galvanizado_tablasde_resistencia.html

Se selecciona el diámetro de 1/8" con una resistencia a la ruptura de 530 [kgf], dando un factor de seguridad superior a 50.

- ✓ **Dimensionamiento de la polea:** se plantea fabricar una polea maciza ensamblada directamente con un rodamiento como se muestra en la figura.

Figura 58. Polea maciza.



Fuente: <http://www.estampaciones-ebro.com/productos.php/polea>

La selección del rodamiento se hace teniendo en cuenta que la carga que actúa sobre él, equivale al doble del peso de todo el sistema de corte, es decir, 21.32 [kgf].

Del catálogo de NTN Bearing se selecciona el siguiente rodamiento.

Tabla 55. Especificaciones rodamientos NTN 2.

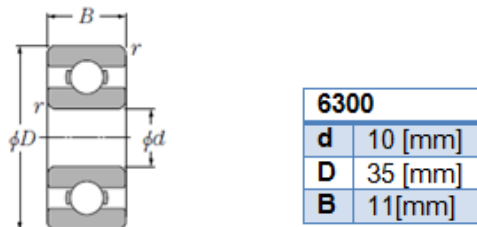
	Dimensiones principales				Capacidades básicas de carga				Factor f_0	Velocidades límites				Núm. tipo abierto
	mm				kN		kgf			r.p.m.				
	d	D	B	$r_{fs} \text{ mm}^{(1)}$	r_{NS} min	C_t	C_{or}	C_t		C_{or}	grasa tipo abierto	aceite tipo abierto	LLH	
10	15	3	0.1	—	0.855	0.435	87	44	15.7	10 000	12 000	—	—	6700
	19	5	0.3	—	1.83	0.925	187	94	14.8	32 000	38 000	—	24 000	6800
	22	6	0.3	0.3	2.7	1.27	275	129	14.0	30 000	36 000	—	21 000	6900
	26	8	0.3	—	4.55	1.96	465	200	12.4	29 000	34 000	25 000	21 000	6000
	30	9	0.6	0.5	5.10	2.39	520	244	13.2	25 000	30 000	21 000	18 000	6200
	35	11	0.6	0.5	8.20	3.50	835	355	11.4	23 000	27 000	20 000	16 000	6300

Fuente: Catalogo NTN Bering.

Este rodamiento tiene una capacidad de carga estática de 355 [kgf] lo que cumple con el criterio de selección. Además comercialmente es de fácil adquisición tanto por economía como por disponibilidad en el mercado local.

Las dimensiones más representativas del rodamiento se presentan a continuación.

Figura 59. Dimensiones principales rodamiento 6300.



Fuente: Catalogo NTN Bering.

Las dimensiones de la polea maciza se establecen con los criterios que se muestran en la tabla 55:

Tabla 56. Dimensiones de la polea del mecanismo de contrapeso.

PARAMETRO	CRITERIO	VALOR
DIAMETRO EXTERIOR	SE ESTABLECE SEGÚN REQUERIMIENTO DE INSTALACION EN LA ESTRUCTURA	75 [mm]
DIAMETRO INTERIOR	REQUERIMIENTO DEL RODAMIENTO	35 [mm]
ANCHO DE LA POLEA	REQUERIMIENTO DEL RODAMIENTO	11 [mm]
CANAL	REQUERIMIENTO DEL CABLE DE ACERO	3.2 [mm]

Fuente: Autor.

Si se establece la velocidad lineal de avance máxima del sistema de corte como 20 [m/min] tenemos que la velocidad angular del rodamiento es de 84.88 [RPM].

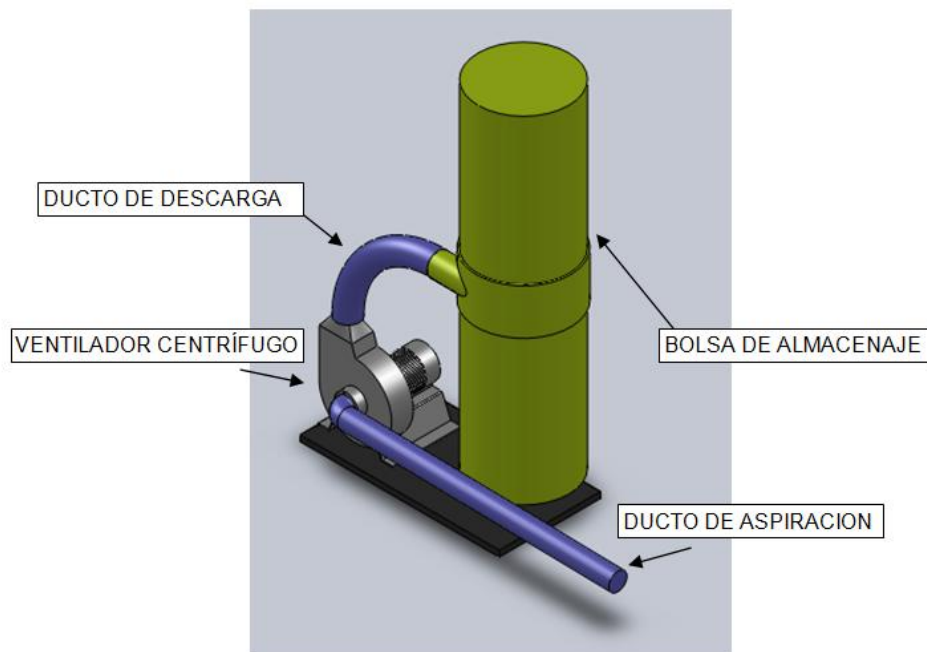
Tabla 57. Calculo vida nominal rodamiento 6300.

Parámetro	Ecuación	Valor
Carga sobre el rodamiento	No aplica	$P = 21.32 [kgf]$
Velocidad lineal máxima del cable	No aplica	$v = 20 \left[\frac{m}{min} \right]$
Diámetro exterior de la polea	No aplica	$D = 75 [mm]$ $= 0.075 [m]$
Velocidad angular del rodamiento	$n = \frac{v}{\pi * D}$	$n = 84.88 [RPM]$
Factor de velocidad	$f_n = \left(\frac{33.3}{n} \right)^{\frac{1}{3}}$	$f_n = 0.732$
Capacidad de carga dinámica Rodamiento 6003 ZZ	No aplica	$C_r = 835 [kgf]$
Factor de vida Rodamiento 6003 ZZ	$f_h = f_n * \frac{C_r}{P}$	$f_h = 28.66$
Vida nominal Rodamiento 6003 ZZ	$L_{10} = 500 * f_h^3$	$L_{10} = 11.78 * 10^6 [horas]$

6. SELECCIÓN SISTEMA DE RECOLECCIÓN DE VIRUTA

El sistema de recolección de viruta cumple una función de transporte neumático de un material de un lugar a otro. Este sistema transporta la viruta producida durante el proceso de corte desde el área de funcionamiento del sistema de corte hasta una bolsa de recolección y almacenaje de este material. Se compone de 4 elementos fundamentales: ventilador centrífugo, bolsa de almacenaje de viruta, ducto de aspiración y ducto de descarga.

Figura 60. Sistema de recolección de viruta.



Fuente: Autor.

6.1 ANALISIS DEL PROCESO DE TRANSPORTE NEUMÁTICO DE MATERIALES

Se requiere transportar un flujo de material de viruta de madera. Se necesita una velocidad del flujo de aire mínima que garantice el arrastre del material a

transportar. Esta velocidad mínima es función de la densidad del material a transportar.

En la siguiente tabla tenemos una densidad máxima para la viruta de madera de $320 \text{ [kg/m}^3\text{]}$.

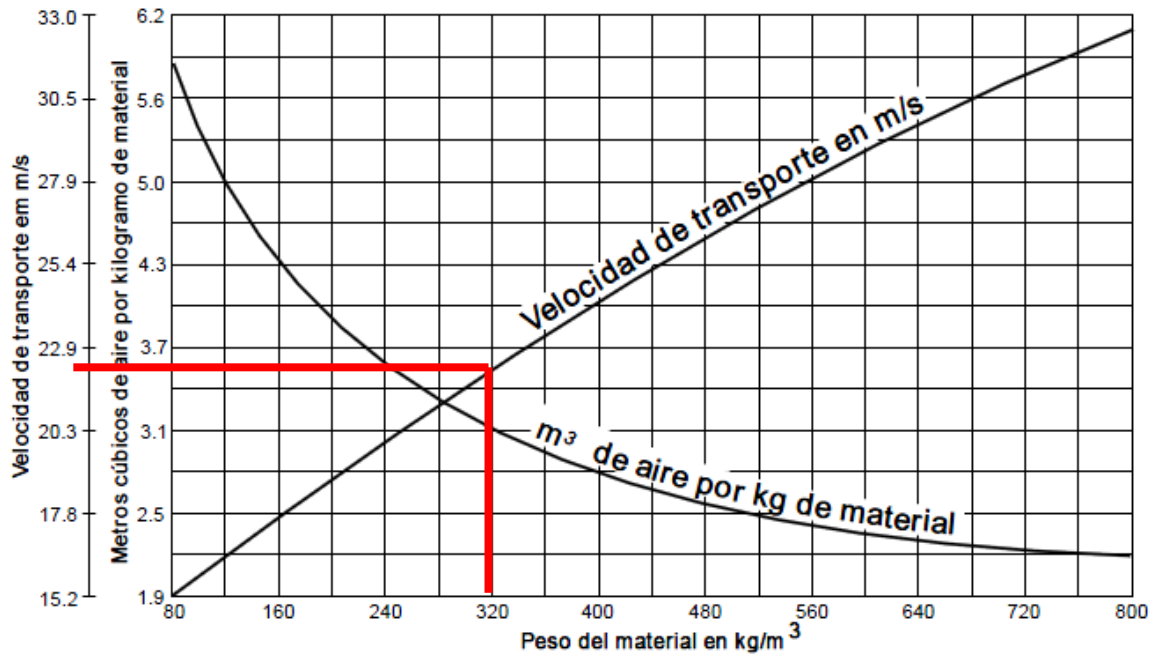
Tabla 58. Densidad de materiales para transporte neumático.

MATERIAL	CONDICIÓN FÍSICA	PESO PROMEDIO POR VOLUMEN	
		lb/pe ³	kg/m ³
Semilla de algodón	Granulada	35-40	560-640
Almidón	Pulverizado	30-40	480-640
Bórax	Pulverizado	50-70	800-1120
Carbón	Granular	50-60	800-960
Ceniza volátil (limpia)	Pulverizada	35-45	560-720
Madera triturada	Fibrosa	15-30	240-480
Corcho molido	Pulverizado	5-15	80-240
Cuarzo molido	Pulverizado	110	1760
Grafito	Pulverizado	40	640
Granos de café	Granular	40-45	640-720
Granos de maíz	Granular	45	720
Jabón en escamas	Granular	10-20	160-320
Linaza	Granular	45	720
Madera virutas	Granular	18-20	290-320
Malta	Seca	45	720
Molibdeno, concentrados de	Pulverizado	100	1760
Polvos metálicos	Pulverizado	50-100	800-1600
Sal	Pulverizada	75-95	1200-1520
Salvado	Granular	16-20	260-320
Aserrín	Granular	15-20	240-320
Sosa comercial ligera	Pulverizada	25-35	400-560
Sosa comercial pesada	Pulverizada	55-65	880-1040
Talco	Pulverizado	50-60	800-960
Zinc, óxido de	Pulverizado	20-35	320-560
Zinc, sulfatos de	Pulverizado	70	1120

Fuente: SOLER&PALAU VENTILATION GROUP, Ventiladores centrífugos. México: 2011.

Con la densidad de la viruta de madera y en la figura 57 tenemos que la velocidad mínima del flujo de aire debe ser de aproximadamente 22.5 [m/s] .

Figura 61. Velocidad mínima del flujo de aire vs densidad del material.



Fuente: SOLER&PALAU VENTILATION GROUP, Ventiladores centrífugos. México: 2011.

Para los cálculos se plantea como requerimiento mínimo de la velocidad del flujo de aire un valor de **22.5 [m/s]**, para garantizar el correcto arrastre del material.

6.2 SELECCIÓN DEL DIAMETRO DE LOS DUCTOS

El ducto de aspiración tiene una longitud de 3.5 metros debido a la distancia entre el punto de salida de viruta de la sierra y la entrada al ventilador centrífugo. La longitud del ducto de descarga corresponde a 80 centímetros.

El ducto de aspiración debe ser del menor diámetro posible debido a que su montaje tiene que garantizar una muy buena flexibilidad que permita un movimiento suave del conjunto de corte.

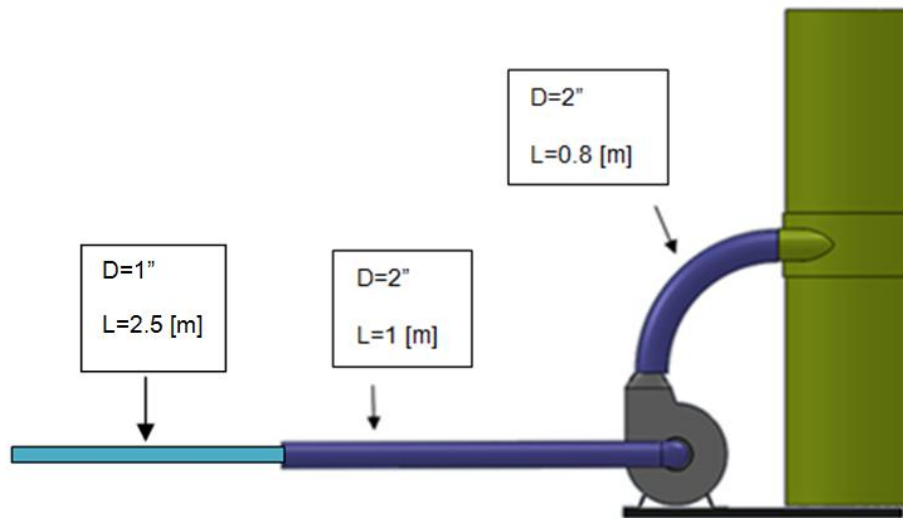
La mayor pérdida de presión se da en el ducto de aspiración debido a su gran longitud y al diámetro reducido que permita una alta flexibilidad del ducto.

En el ducto de aspiración se puede usar una configuración de dos diámetros. Una longitud de 1 metro con un diámetro mayor que garantiza una pérdida de presión menor y 2.5 metros con un diámetro menor para obtener la flexibilidad requerida.

Se plantea usar en el ducto de aspiración un tramo con manguera de diámetro 2" x 1 metro de longitud unido con otro tramo de diámetro 1" x 2.5 metros de longitud.

Para la descarga manguera de un diámetro de 2".

Figura 62. Diagrama sistema de recolección de viruta 1.



Fuente: Autor.

Para el cálculo del flujo de aire mínimo se debe usar el diámetro mayor y el valor de velocidad del flujo de aire mínimo de 22.5 [m/s].

$$D = 2 \text{ [in]} \approx 0.0508 \text{ [m]}$$

$$Q = \pi * \frac{D^2}{4} * v = \pi * \frac{(0.0508)^2}{4} * 22.5 = 0.0456 \left[\frac{m^3}{s} \right] \approx 2.74 \left[\frac{m^3}{min} \right]$$

$$\approx 96.62 \text{ [CFM]}$$

✓ Pérdidas de presión en el ducto de aspiración (diámetro 1”).

Tabla 59. Pérdidas de presión en el ducto de aspiración diámetro 1”.

PERDIDAS DE PRESIÓN DUCTO DE ASPIRACION		
Parámetro	Ecuación	Valor
Densidad del aire a T=20°	No aplica	$\rho_{aire} = 1.19 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$
Viscosidad dinámica del aire a T=20°	No aplica	$\mu = 1.83 * 10^{-5} \left[\frac{kg}{m * s} \right]$
Viscosidad cinemática del aire	$v = \frac{\mu}{\rho_{aire}}$	$v = 1.5378 * 10^{-5} \left[\frac{m^2}{s} \right]$
Diámetro del ducto	No aplica	$D = 1 [in] \approx 0.0254 [m]$
Longitud de la manguera	No aplica	$L = 2.5[m]$
Flujo de aire	No aplica	$Q = 0.0456 \left[\frac{m^3}{s} \right]$ $= 96.62 [CFM]$
Velocidad del flujo de aire	$V = \frac{4 * Q}{\pi * D^2}$	$V = 89.97 \left[\frac{m}{s} \right]$
Numero de Reynolds	$Re = V * \frac{D}{v}$	$Re = 148802$ <i>Flujo turbulento</i>
Rugosidad de la manguera	No aplica	$e = 0.000005 [m]$
Coefficiente de fricción (Ecuación de Colebrook, se resuelve en EES)	$\frac{1}{f^{0.5}} = -2 * \text{Log}_{10} \left(\frac{e}{3.7D} + \frac{2.51}{Re * f^{0.5}} \right)$	$f = 0.01781$
Pérdida de presión	$\Delta P = \rho_{aire} * f * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2}$	$\Delta P = 8501 [Pa]$ $= 34.13 [inH2O]$

Fuente: Autor.

Se plantea usar mangueras de vacío 100% termoplásticas (PVC), que son livianas y resistentes a las partículas en suspensión. Su temperatura de trabajo recomendada es hasta 60°C y presentan las siguientes presiones de trabajo en función del diámetro de la manguera.

Tabla 60. Presiones de trabajo mangueras de aire.

REFERENCIA	DIAMETRO INTERNO	PRESION DE TRABAJO A 20° C	PRESENTACIÓN ROLLO (m)
AV 1000	1"	29InHg	50/100
AV 1250	1 1/4"	29InHg	50/100
AV 1500	1 1/2"	29InHg	50/100
AV 2000	2"	29InHg	50/100
AV 2500	2 1/2"	23InHg	30/50
AV 3000	3"	22InHg	50/100
AV 4000	4"	12InHg	30/50
AV 5000	5"	9InHg	30/50
AV 6000	6"	9InHg	30
AV 8000	8"	8InHg	6
AV10000	10"	6InHg	6

FACTOR DE SEGURIDAD: 3:1

Fuente: www.hoses-flexco.com/flexco/index.php

La presión de vacío que se induce al final del tramo de la manguera de aspiración de 1" es de 34.13 [inH₂O]. La manguera de 1" presenta una presión de trabajo de hasta 29 [inH₂O], por esta razón se deben seleccionar diámetros más grandes para la aspiración y para la descarga con el objetivo de que se produzcan presiones de vacío no tan elevadas.

Como segunda opción se plantea usar en el ducto de aspiración un tramo con manguera de diámetro 4" x 1 metro de longitud unido con otro tramo de diámetro 2 1/2" x 2.5 metros de longitud. Para la descarga manguera de un diámetro de 5".

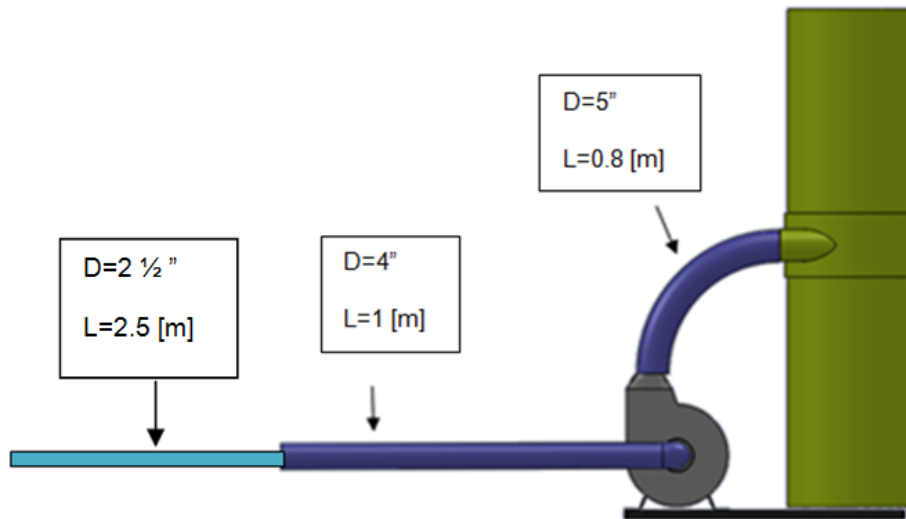
Para el cálculo del flujo de aire mínimo se debe usar el diámetro mayor y el valor de velocidad del flujo de aire mínimo de 22.5 [m/s].

$$D = 5[in] \approx 0.127[m]$$

$$Q = \pi * \frac{D^2}{4} * v = \pi * \frac{(0.127)^2}{4} * 22.5 = 0.285 \left[\frac{m^3}{s} \right] \approx 17.1 \left[\frac{m^3}{min} \right]$$

$$\approx 603.9 [CFM]$$

Figura 63. Diagrama sistema de recolección de viruta 2.



Fuente: Autor.

Con la metodología de cálculo anterior se obtienen los siguientes resultados:

- ✓ Pérdidas de presión en el ducto de aspiración (diámetro 2.5”).

Tabla 61. Pérdidas de presión en el ducto de aspiración diámetro 2.5”.

PERDIDAS DE PRESIÓN DUCTO DE ASPIRACION		
Parámetro	Ecuación	Valor
Densidad del aire a T=20°	No aplica	$\rho_{aire} = 1.19 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$
Viscosidad dinámica del aire a T=20°	No aplica	$\mu = 1.83 * 10^{-5} \left[\frac{kg}{m * s} \right]$
Viscosidad cinemática del aire	$v = \frac{\mu}{\rho_{aire}}$	$v = 1.5378 * 10^{-5} \left[\frac{m^2}{s} \right]$
Diámetro del ducto	No aplica	$D = 2.5 [in]$ $\approx 0.0635 [m]$
Longitud de la manguera	No aplica	$L = 2.5 [m]$
Flujo de aire	No aplica	$Q = 0.285 \left[\frac{m^3}{s} \right]$ $= 603.9 [CFM]$

Velocidad del flujo de aire	$V = \frac{4 * Q}{\pi * D^2}$	$V = 90 \left[\frac{m}{s} \right]$
Numero de Reynolds	$Re = V * \frac{D}{\nu}$	$Re = 372097$ Flujo turbulento
Rugosidad de la manguera	No aplica	$e = 0.000005 [m]$
Coefficiente de fricción (Ecuación de Colebrook, se resuelve en EES)	$\frac{1}{f^{0,5}} = -2 * \text{Log}10 \left(\frac{e}{3,7} + \frac{2,51}{Re * f^{0,5}} \right)$	$f = 0.01399$
Perdida de presión	$\Delta P = \rho_{aire} * f * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2}$	$\Delta P = 3221 [Pa]$ $= 10.64 [inH_2O]$

Fuente: Autor.

De la tabla de 59 se observa que una manguera de 2 ½” de diámetro presenta una presión de trabajo de 23 [inH2O] y del cálculo anterior se obtiene que la presión de vacío al final del tramo de 2.5 metros es de 10.64 [inH2O] lo que nos representa una buena selección de la manguera de aspiración.

✓ Perdidas de presión en el ducto de aspiración de diámetro 4”.

Tabla 62. Perdidas de presión en el ducto de aspiración de diámetro 4”.

PERDIDAS DE PRESIÓN DUCTO DE DESCARGA		
Parámetro	Ecuación	Valor
Densidad del aire a T=20°	No aplica	$\rho_{aire} = 1.19 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$
Viscosidad dinámica del aire a T=20°	No aplica	$\mu = 1.83 * 10^{-5} \left[\frac{kg}{m * s} \right]$
Viscosidad cinemática del aire	$\nu = \frac{\mu}{\rho_{aire}}$	$\nu = 1.5378 * 10^{-5} \left[\frac{m^2}{s} \right]$
Diámetro del ducto	No aplica	$D = 4 [in] \approx 0.1016[m]$
Longitud de la manguera	No aplica	$L = 1[m]$
Flujo de aire	No aplica	$Q = 0.285 \left[\frac{m^3}{s} \right]$ $= 603.9 [CFM]$
Velocidad del flujo de aire	$V = \frac{4 * Q}{\pi * D^2}$	$V = 35.1 \left[\frac{m}{s} \right]$
Numero de Reynolds	$Re = V * \frac{D}{\nu}$	$Re = 232561$ Flujo turbulento

Rugosidad de la manguera	No aplica	$e = 0.000005 [m]$
Coefficiente de fricción (Ecuación de Colebrook, se resuelve en EES)	$\frac{1}{f^{0.5}} = -2 * \text{Log}10 \left(\frac{e}{3.7D} + \frac{2.51}{Re * f^{0.5}} \right)$	$f = 0.01536$
Perdida de presión	$\Delta P = \rho_{aire} * f * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2}$	$\Delta P = 110.1 [Pa]$ $= 0.442 [inH_2O]$

Fuente: Autor.

Del cálculo anterior se obtiene que la pérdida de presión al final del tramo de 1 metro con un diámetro de 4" es de 0.442 [inH₂O]. Sumando está pérdida con la del tramo de diámetro 2 ½" obtenemos una presión de vacío a la entrada del ventilador de 11.08 [inH₂O]. La manguera de 4" presenta una presión de trabajo de 12 [inH₂O] lo que nos indica una buena selección de la manguera de aspiración.

Posteriormente se calculan las pérdidas de presión en el ducto de descarga y los resultados se muestran en la tabla 62.

Tabla 63. Perdidas de presión en el ducto de descarga.

PERDIDAS DE PRESIÓN DUCTO DE DESCARGA		
Parámetro	Ecuación	Valor
Densidad del aire a T=20°	No aplica	$\rho_{aire} = 1.19 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$
Viscosidad dinámica del aire a T=20°	No aplica	$\mu = 1.83 * 10^{-5} \left[\frac{kg}{m * s} \right]$
Viscosidad cinemática del aire	$\nu = \frac{\mu}{\rho_{aire}}$	$\nu = 1.5378 * 10^{-5} \left[\frac{m^2}{s} \right]$
Diámetro del ducto	No aplica	$D = 5 [in] \approx 0.127[m]$
Longitud de la manguera	No aplica	$L = 0.8[m]$
Flujo de aire	No aplica	$Q = 0.285 \left[\frac{m^3}{s} \right]$ $= 603.9 [CFM]$
Velocidad del flujo de aire	$V = \frac{4 * Q}{\pi * D^2}$	$V = 22.5 \left[\frac{m}{s} \right]$
Numero de Reynolds	$Re = V * \frac{D}{\nu}$	$Re = 186049$ <i>Flujo turbulento</i>

Rugosidad de la manguera	No aplica	$e = 0.000005 [m]$
Coefficiente de fricción (Ecuación de Colebrook, se resuelve en EES)	$\frac{1}{f^{0,5}} = -2 * \text{Log}10 \left(\frac{\frac{e}{D}}{3,7} + \frac{2,51}{\text{Re} * f^{0,5}} \right)$	$f = 0.01616$
Perdida de presión	$\Delta P = \rho_{\text{aire}} * f * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2}$	$\Delta P = 30.63 [Pa]$ $= 0.123 [inH_2O]$

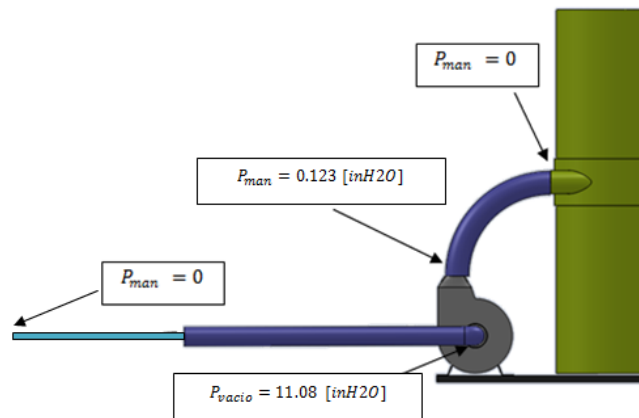
Fuente: Autor.

De la tabla de 59 se observa que una manguera de 5" de diámetro presenta una presión de trabajo de 9 [inH₂O], por lo tanto la selección del diámetro de la manguera de descarga es adecuada.

6.3 SELECCIÓN DEL ASPIRADOR

En la figura 64 se muestran las presiones manométricas y de vacío en los cuatro puntos de interés de la instalación propuesta, según los diámetros seleccionados para las mangueras de aspiración y descarga.

Figura 64. Diagrama sistema de recolección de viruta 3.



Fuente: Autor.

El sistema de recolección de viruta aspira a presión atmosférica (Presión manométrica igual a cero), pierde presión absoluta equivalente a las pérdida en los ductos de aspiración e induce una presión de vacío de 11.08 [inH2O] a la entrada del ventilador centrífugo. El ventilador incrementa la presión hasta que se obtiene una presión manométrica de 0.123 [inH2O] a la salida. Por último la presión manométrica disminuye a cero a la salida de la manguera de descarga.

La diferencia de presión entre la entrada y salida del ventilador centrífugo debe ser de:

$$\Delta P_{\text{ventilador}} = P_{\text{salida}} - P_{\text{entrada}} = 0.123 - (-11.08) = \mathbf{11.2 \text{ [inH2O]}}$$

Se concluye entonces que los requerimientos que debe cumplir el aspirador son:

- ✓ Flujo de aire mínimo: **603.9 [CFM]**.
- ✓ Diferencia de Presión: **11.2 [inH2O]**.

Se selecciona un aspirador MARCA MASTER con referencia MA17FM300 que cumple los requerimientos establecidos y tiene las siguientes especificaciones técnicas:

Tabla 64. Especificaciones técnicas aspirador.

POTENCIA NOMINAL DEL MOTOR	2 [HP]
TENSION DEL MOTOR	127 [V]
PRESION MAXIMA DE ASPIRACION	13.7 [inH2O]
FLUJO DE AIRE MAXIMO	1200 [CFM]
CAPACIDAD DE LA BOLSA DE ALMACENAJE	0.153 [m^3]
TAMAÑO DE PARTICULAS QUE RETIENE LA BOLSA	30 [µm]

Fuente: Autor.

7. CONSTRUCCIÓN Y PRESUPUESTO

Todos los elementos, materiales y servicios usados durante la construcción y ensamblaje de la maquina fueron adquiridos en el mercado local. (Para fines de referencia precio del Dólar TRM \$1783, precio del Euro \$2355).

7.1 MATERIALES Y ELEMENTOS

Se relaciona a continuación la descripción y costo de los materiales y elementos usados en la fabricación y ensamblaje de la Máquina para corte de láminas de madera:

Tabla 65. Presupuesto Materiales.

ITEM	DESCRIPCION	CANTIDAD	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
1	TUBO CUADRADO ESTRUCTURAL 1 1/2" X 6 METROS CALIBRE 16	5	\$ 36.957	\$ 184.785
2	TUBO RECTANGURAL ESTRUCTURAL 3" X 1 1/2" X 6 METROS CALIBRE 16	1	\$ 57.768	\$ 57.768
3	LAMINA HOT ROLLED 39 X 39 CENTIMETROS CALIBRE 12	1	\$ 16.000	\$ 16.000
4	LAMINA HOT ROLLED 15 X 50 CENTIMETROS ESPESOR 1/8"	1	\$ 8.000	\$ 8.000
5	ANGULO ALUMINIO 25 X 25 mm ESPESOR 3 mm X 2.5 METROS	1	\$ 15.000	\$ 15.000
6	DISCO DE ACERO 1045 DIAMETRO 3" X ESPESOR 12mm	1	\$ 6.000	\$ 6.000
7	RODAMIENTOS NTN REFERENCIA 608	20	\$ 3.500	\$ 70.000
8	TORNILLOS HEXAGONAL 5/16" X 1 1/2" GALVANIZADO GRADO SAE 2	12	\$ 200	\$ 2.400
9	TORNILLOS HEXAGONAL 5/16" X 2" GALVANIZADO GRADO SAE 2	4	\$ 250	\$ 1.000
10	TUERCAS 5/16" GALVANIZADO	40	\$ 150	\$ 6.000
11	WASAS 5/16" GALVANIZADO	20	\$ 100	\$ 2.000
12	TORNILLOS HEXAGONAL 1/4" X 3/4" GALVANIZADO GRADO SAE 2	44	\$ 250	\$ 11.000
13	TUERCAS 1/4" GALVANIZADO	44	\$ 150	\$ 6.600
14	WASAS 1/4" GALVANIZADO	44	\$ 100	\$ 4.400
15	TORNILLOS 3/8" HEXAGONAL X 4"	20	\$ 900	\$ 18.000

	GALVANIZADO GRADO SAE 2			
16	TORNILLOS 3/8" X 5" GALVANIZADO GRADO SAE 2	1	\$ 1.100	\$ 1.100
17	TUERCAS 3/8" GALVANIZADO	24	\$ 600	\$ 14.400
18	ARANDELAS 3/8" GALVANIZADO	44	\$ 300	\$ 13.200
19	WASAS 3/8" GALVANIZADO	20	\$ 200	\$ 4.000
20	ANGULO ESCUADRAS 30 X 30 ESPESOR 2 mm	20	\$ 450	\$ 9.000
21	TORNILLO AGLOMERADO N° 8 X 2"	24	\$ 200	\$ 4.800
22	RODAMIENTO NTN REFERENCIA 6300	1	\$ 5.400	\$ 5.400
23	DISCO SIERRA DIAMETRO 7 1/4" 60 DIENTES MARCA BOSCH	1	\$ 48.000	\$ 48.000
24	TAPONES DE CAUCHO ESTRUCTURA	40	\$ 500	\$ 20.000
25	LAMINA DE AGLOMERADO DECORATIVO 1.83 X 2.44 m ESPESOR 15 mm	1	\$ 135.000	\$ 135.000
26	TAPACANTO X 1 METRO	15	\$ 500	\$ 7.500
27	CONJUNTO DE CORTE MARCA MAKITA REFERENCIA 5007N	1	\$ 469.000	\$ 469.000
28	ASPIRADOR DE VIRUTA MARCA MASTER	1	\$ 1.300.000	\$ 1.300.000
29	CABLE DE ACERO 1/8" X METRO	3	\$ 600	\$ 1.800
30	ABRAZADERAS PARA CABLE DE ACERO 1/8"	4	\$ 400	\$ 1.600
31	PULSADORES DE MOTOR	2	\$ 15.000	\$ 30.000
32	CINTAS METRICAS	2	\$ 6.000	\$ 12.000
33	PESA DE 10 Lb	2	\$ 18.000	\$ 36.000
34	PESA DE 5 Lb	1	\$ 10.000	\$ 10.000
35	MANGUERA AIRE DE VACIO 4" X METRO	1	\$ 35.000	\$ 35.000
36	MANGUERA AIRE DE VACIO 2 1/2" X METRO	2,5	\$ 18.000	\$ 45.000
37	CABLE ELECTRICO DUPLEX 2X12	6	\$ 2.500	\$ 15.000
	TOTAL MATERIALES			\$ 2.626.753

Fuente: Autor.

7.2 PLANIFICACION DEL PROCESO

A continuación se relacionan las piezas de la maquina que requirieron contratación de los respectivos procesos de manufactura.

Tabla 66. Planificación del proceso.

ITEM	DESCRIPCION	CANT	MATERIAL	To	Fr	Ta	Si	So	Pu	Ga	Pi	Fu	Do
1	ELEMENTO 1 ESTRUCTURA	1	ACERO ASTM 500			X	X	X	X		X		
2	ELEMENTO 2 ESTRUCTURA	1	ACERO ASTM 500			X	X	X	X		X		
3	ELEMENTO 3 ESTRUCTURA	2	ACERO ASTM 500			X	X	X	X		X		
4	ELEMENTO 4 ESTRUCTURA	2	ACERO ASTM 500			X	X	X	X		X		
5	PLACA BASE SIERRA	1	LAMINA HOT ROLLED			X	X		X	X			
6	SOPORTE PLACA BASE	2	ALUMINIO			X	X						
7	POLEA CONTRAPESO	1	ACERO 1045	X		X							
8	PLACA BASE RODAMIENTOS	4	LAMINA HOT ROLLED			X	X		X	X			
9	GUIAS	2	ACERO ASTM 500			X	X		X	X			
10	ANGULO ESCUADRAS RODAMIENTOS	20	LAMINA COLD ROLLED			X							X
11	LAMINA RECUBRIMIENTO FRONTAL ESTRUCTURA	2	MADERA				X						
12	LAMINA RECUBRIMIENTO POSTERIOR CONTRAPESO	4	MADERA				X						
13	SOPORTE GUIAS	4	ACERO ASTM 500			X	X		X		X		
14	SOPORTE POLEA	2	ACERO ASTM 500			X	X		X		X		
15	REFUERZO PLACA BASE	2	ALUMINIO			X	X						
16	PESA DE 10 Lb	2	FUNDICION DE HIERRO									X	
17	PESA DE 5 Lb	1	FUNDICION									X	

Se relacionan los costos totales de cada uno de los procesos.

Tabla 67. Presupuesto Manufactura.

IDENTIFICACION	PROCESO	COSTO TOTAL
To	TORNEADO	\$ 18.000
Fr	FRESADO	\$ 0
Ta	TALADRADO	\$ 25.000
Si	CORTE MEDIANTE SIERRA	\$ 80.000
So	SOLDADURA	\$ 150.000
Pu	PULIDO	\$ 20.000
Ga	ACABADO MEDIANTE GALVANIZADO	\$ 60.000
Pi	PINTURA ELECTROSTATICA	\$ 70.000
Fu	FUNDICION	\$ 46.000
Do	DOBLADO	\$ 12.000
-	ENSAMBLE	\$ 250.000
VALOR TOTAL		\$ 731.000

Fuente: Autor.

7.2.1 Proceso de torneado y taladrado

El proceso de torneado y taladrado de cierto elementos se desarrollo en un taller local (Calle 24 N° 12-18 Barrio Girardot). El proceso de taladrado se implemento en la mayoría de piezas de la estructura. El proceso de torneado solo fue usado en la polea del contrapeso.

Figura 65. Taller de mecánica Industrial.



Fuente: Autor.

7.2.2 Proceso de soldadura

El proceso de soldadura se desarrollo mediante el método MIG (Metal Inert Gas) debido a su calidad y acabado de los cordones en aplicaciones de tubería estructural. Se aplico este proceso en los elementos 1,2 y 3 de la estructura. Se desarrollo en el taller Metálicas Villamizar ubicado en la Carrera 12 N° 22-10.

7.2.3 Proceso de corte

Para el proceso de corte de lamina hot rolled calibre 12 y de 1/8" en los elementos como la placa base y soporte de rodamientos se desarrollo mediante corte por sierra caladora debido a que el proceso de oxicorte en laminas de espesores inferiores a 4 mm produce deformaciones en las piezas debido a la temperatura con la que se trabaja. Además el corte mediante sierra caladora presenta una mejor calidad en cuanto acabado de los cortes.

Figura 66. Corte de lámina mediante Sierra Caladora.



Fuente: Autor.

7.2.4 Proceso de pintura electrostática

El proceso de acabado de la estructura se desarrollo mediante la aplicación de pintura electrostática (pintura en polvo) ya que crea un acabado duro que es más resistente que la pintura convencional. Se realizó en la empresa Electroacabados S.A. (Calle 22 N° 11-49 Bucaramanga).

Figura 67. Empresa dedicada al proceso de pintura electrostática.



Fuente: Autor.

7.2.5 Proceso de ensamble estructura

El proceso de ensamble se desarrolla después de adquirir y fabricar todas las piezas y elementos que conforman todo el conjunto de la maquina.

Se inicia con el proceso de armado de la estructura. Los elementos se ensamblan mediante el uso de tornillos de diámetro de 3/8". El diseño de la estructura es de tipo desarmable con el objetivo de facilitar el transporte de la maquina.

Figura 68. Proceso de ensamble estructura.



Fuente: Autor.

Se ensamblan los rodamientos de la guías, el soporte de la placa base y la placa base de la sierra. Todos estos elementos se unen mediante el uso de tornillos.

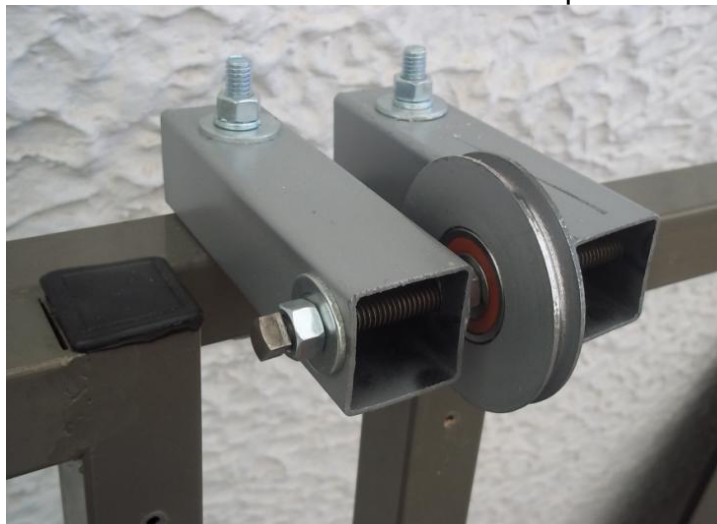
Figura 69. Proceso de ensamble sistema de rodamientos.



Fuente: Autor.

Se ensambla en la parte superior de la estructura la polea del mecanismo de contrapeso.

Figura 70. Proceso de ensamble mecanismo del contrapeso.



Fuente: Autor.

Se recubre la parte frontal de la estructura con lámina de aglomerado decorativa de 15 mm.

Figura 71. Proceso de ensamble lamina de recubrimiento.



Fuente: Autor.

Se realiza el montaje del conjunto de corte.

Figura 72. Proceso de ensamble conjunto de corte.



Fuente: Autor.

7.2.6 Proceso de ensamble sistema de recolección de viruta

Se instala el ventilador centrífugo a la base.

Figura 73. Proceso de instalación del ventilador centrífugo.



Fuente: Autor.

Se ensamblan a la base los soportes de la bolsa de recolección de viruta y posteriormente se ensambla la manguera de descarga mediante el uso de abrazaderas.

Figura 74. Ensamble soportes bolsa y manguera de descarga.



Fuente: Autor.

Se instala la bolsa de recolección en los soportes de la misma, y posteriormente se instala la manguera de aspiración.

Figura 75. Instalación bolsa de recolección.



Figura 76. Instalación manguera de aspiración.



Por último se realizan las conexiones eléctricas de los interruptores de encendido de los motores, y se instalan las cintas métricas.

Figura 77. Interruptores de encendido y cintas métricas.



Fuente: Autor.

Se presentan las siguientes fotografías de la máquina terminada.

Figura 78. Máquina de corte para láminas de madera.



Fuente: Autor.

7.3 PRESUPUESTO TOTAL DEL PROYECTO

En la tabla 68 se relaciona el presupuesto total del presente proyecto.

Tabla 68. Presupuesto Total del proyecto.

GASTOS GENERALES	VALOR
Papelería (Memorias, cartas, fotocopias, carpetas, borradores, empastes, etc.)	\$ 150.000
Bibliografía (Libros técnicos, manuales)	\$ 100.000
Transporte	\$ 250.000
Asesoría en la construcción de la máquina	\$ 200.000
Trabajo Intelectual	\$ 1'500.000
Asesoría Profesional	\$ 1'500.000
Subtotal	\$ 3'700.000
GASTOS CONSTRUCTIVOS	
Materiales y elementos	\$ 2'626.753
Proceso de fabricación	\$ 731.000
Subtotal	\$ 3'357.753
TOTAL	\$ 7'057.753

Fuente: Autor.

8. RECOMENDACIONES DE SEGURIDAD Y MANTENIMIENTO

8.1 RECOMENDACIONES DE SEGURIDAD

1. Mantenga el área de trabajo limpia, ordenada y bien iluminada. Las áreas oscuras son propensas a accidentes.
2. No use la maquina en presencia de atmosferas explosivas, tal como en presencia de gases inflamables o vapores de zonas de pintura. Los motores crean chispas que pueden prender fuego en presencia de estos gases.
3. Mantenga a los niños y curiosos alejados mientras se usa la maquina. Las distracciones le pueden hacer perder el control de la maquina.
4. No exponga la maquina a la lluvia o condiciones de extrema humedad.
5. No jale los cables para desconectar la maquina. Mantenga la máquina alejada de fuentes de calor.
6. Manténgase alerta, preste atención a lo que está haciendo y utilice el sentido común cuando opere la maquina. No utilice la maquina si se encuentra cansado o bajo el efecto del alcohol, drogas o medicamentos.
7. Use equipo de protección personal. Utilice gafas para proteger los ojos, tapabocas contra el polvo, zapatos de seguridad antiderrapantes y protección para oídos. No utilice ropas sueltas ni joyas.
8. Impida el encendido accidental. Asegúrese de que los interruptores estén en la posición de apagado antes de conectar la alimentación eléctrica.

9. Retire cualquier llave de ajuste o llaves de apriete antes de encender la maquina.
10. No permita el uso de la maquina por personas que no estén familiarizadas con el funcionamiento de la maquina o las instrucciones de operación.
11. Mantenga las manos alejadas del área de corte y del disco. nunca meta la mano por debajo de la placa base del conjunto de corte.
12. No utilice disco dañados o desafilados. Los discos desafilados producen un consumo de potencia excesivo.

8.2 INDICACIONES DE MANTENIMIENTO

La maquina ha sido diseñada para que funcione durante un largo periodo de tiempo con un mantenimiento mínimo.

Se presenta las siguientes instrucciones de mantenimiento:

1. Diario

- ✓ Inspeccione en busca de daños aparentes causados por golpes y posibles daños en el cable de alimentación.
- ✓ Realice limpieza de la maquina especialmente en la zona de corte, la zona de los rodamientos y de los motores.
- ✓ Haga limpieza y desocupe la bolsa de recolección de viruta si se encuentra llena más de la mitad.

2. Mensual

- ✓ Inspeccione el desgaste de los discos de corte, si se encuentran demasiado desafilados se deben cambiar.

- ✓ Realice una inspección del alineamiento del disco de corte y los elementos de soporte de la lámina de madera. Si no se encuentra precisamente a 90° realice el ajuste soltando un poco los tornillos de apriete de los soportes. Puede ayudarse con el uso de una escuadra.
- ✓ Lubrique con un poco de grasa los rodamientos de las guías.
- ✓ Verifique el apriete de los tornillos de las abrazaderas de las mangueras de aspiración y descarga, compruebe que no existan fugas.

3. Semestral

- ✓ Revise las conexiones eléctricas entre los motores y los interruptores de encendido.
- ✓ Inspeccione las mangueras de aspiración y descarga en busca de posibles daños que produzcan fugas.

4. Anual

- ✓ Verifique el estado de los rodamientos de las guías. Si es necesario cambie aquellos que se encuentren dañados.
- ✓ Realice retoques de pintura en los puntos que haya necesidad.
- ✓ Extraiga e inspeccione las escobillas de carbón del motor de la sierra. Sustitúyalas cuando se hayan gastado hasta la marca límite. Ambas escobillas deberán ser sustituidas al tiempo.

8.3. INSTRUCCIONES DE OPERACIÓN

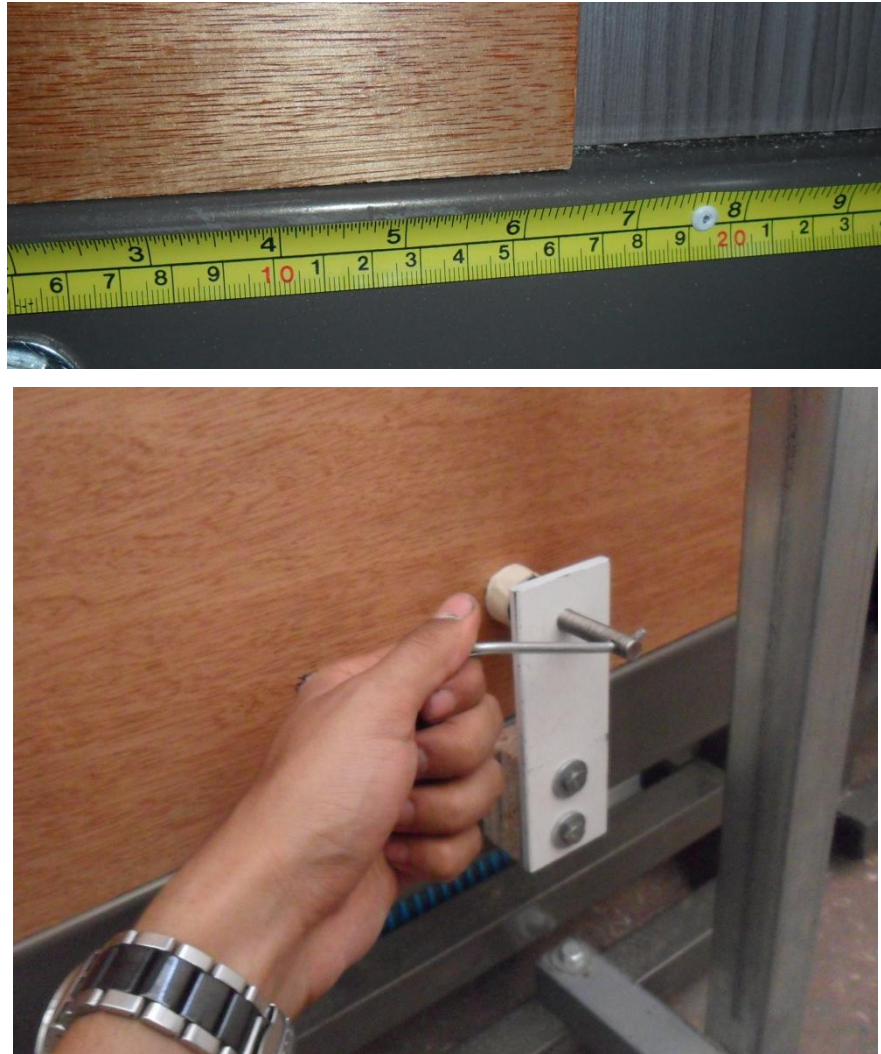
✓ Accionamiento en modo de corte vertical

Se desarrolla de la siguiente manera:

- 1) Encender el sistema de recolección de viruta y esperar un tiempo prudencial de 10 segundos para que el motor del ventilador centrifugo alcance la velocidad de rotación nominal.

- 2) Montar la pieza de trabajo, ubicarla en la posición deseada de corte y fijarla mediante las prensas laterales.

Figura 79. Fijación de la pieza de trabajo en corte vertical.



Fuente: Autor.

- 3) Encender el motor de la sierra circular y realizar el movimiento vertical del conjunto de corte.

Figura 80. Accionamiento en corte vertical.



Fuente: Autor.

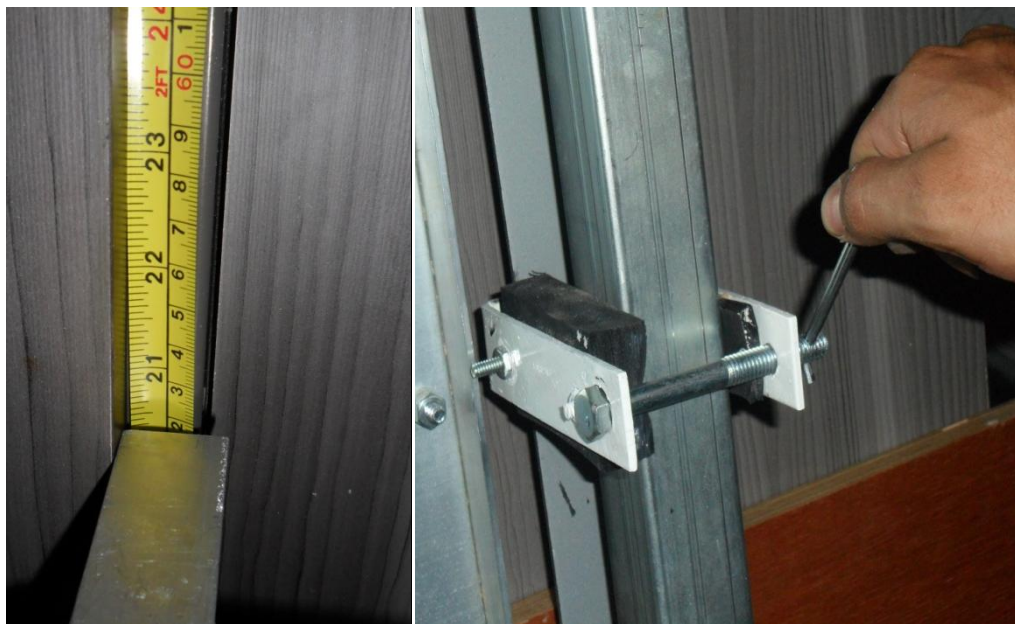
4) Realizar el apagado del motor de la sierra y del sistema de aspiración de viruta, retire las piezas de trabajo.

✓ **Accionamiento en modo de corte horizontal.**

Se desarrolla de la siguiente manera:

- 1) Encender el sistema de recolección de viruta y esperar un tiempo prudencial de 10 segundos para que el motor del ventilador centrífugo alcance la velocidad de rotación nominal.
- 2) Realizar el giro del conjunto de corte, ubicar la posición del conjunto de corte en la medida deseada y fijarlo mediante el tornillo lateral.

Figura 81. Fijación del conjunto de corte.



Fuente: Autor.

- 3) Encender el motor de la sierra circular y realizar el movimiento horizontal de la pieza de trabajo.

Figura 82. Movimiento horizontal de la pieza de trabajo.



Fuente: Autor.

4) Realizar el apagado del motor de la sierra y del sistema de aspiración de viruta, retire las piezas de trabajo.

9. CONCLUSIONES

- ✓ La máquina de corte para láminas de madera desarrollada mediante el presente proyecto de grado es un producto totalmente funcional y es una propuesta viable económicamente para los pequeños y medianos empresarios del sector de la carpintería, además se cubren las necesidades del cliente de reducir tiempo y espacio en el desarrollo del proceso de corte.
- ✓ Se cumplió con el objetivo de diseñar y construir una máquina de corte para laminas de madera comerciales con unas dimensiones máximas de 2.4 x 1.8 metros, espesor máximo de 36 milímetros, conexión de la máquina a tensión monofásica de 120 voltios, implementar un sistema de recolección de viruta, tener un sistema de medición de los cortes y tener una precisión en los corte de ± 2 milímetros.
- ✓ La máquina implementa un sistema de recolección de viruta que garantiza un mejoramiento en la calidad del ambiente de trabajo, siendo este un aspecto muy importante para la seguridad ocupacional de los operarios. El sistema de recolección de viruta se compone de un ventilador centrífugo equipado con un motor de una potencia de 2 [HP], capaz de manejar un flujo de aire de 603.9 [CFM] necesarios para garantizar la velocidad mínima de arrastre de las partículas de viruta. Los diámetros de los ductos de aspiración y descarga se seleccionan para cumplir con los requerimientos de flujo y pérdidas de presión.
- ✓ La capacidad de corte de la maquina es adecuada a la totalidad de los espesores y tipos de laminas de madera que se comercializan actualmente en Colombia (Tableros aglomerados, Tableros de madera contrachapada-TRIPLEX, tableros de fibras-MDF). La potencia útil máxima que puede suministrar el conjunto de corte es de 903.1 [W] (1.2 [HP]). Se logra establecer

que de los tres tipos de láminas mas comercializados el TRIPLEX presenta el mayor consumo de potencia durante el corte. Para los tableros aglomerados se presenta el menor consumo de potencia.

- ✓ El análisis experimental del proceso de corte de láminas de madera permite comprobar las relaciones entre los parámetros que intervienen en el proceso, evidenciándose la gran sensibilidad que existe entre la potencia consumida y la velocidad de avance. Los porcentajes de error entre los resultados teóricos y experimentales están entre 3% y 36%. En la mayoría de casos el error es inferior al 20% lo que indica que el análisis teórico es una buena aproximación del proceso real y un buen punto de partida para calcular la potencia necesaria para el corte de madera mediante sierra circular.
- ✓ Para el diseño de la maquina se implementa el análisis teórico como primer punto de partida y se realiza posteriormente un análisis mediante CAE que permite comprobar y complementar los parámetros de los diseños y las selecciones de los elementos del proyecto.
- ✓ Durante todo el desarrollo del proyecto se mantuvo un lazo fuerte entre el diseño y la manufactura, teniendo en cuenta las opciones más viables tanto por economía como por funcionalidad, lo que se tradujo en reducción de costos y facilidad en los procesos de manufactura y ensamble.

BIBLIOGRAFIA

CENGEL, Yunus, CIMBALA, JOHN. Mecánica de fluidos: Fundamentos y aplicaciones. México: McGraw-HILL, 2006. Cap. 8.

COLMENA. Catalogo tubería estructural colmena. Disponible <www.tuboscolmena.com>.

COMPAÑÍA GENERAL DE ACEROS. Propiedades mecánicas de los materiales. Disponible <www.cga.com.co>.

FRAILE, Jesús. Máquinas eléctricas. Madrid: McGraw-Hill, 2003. p. 757.

GROOVER, Mikell. Fundamentos de manufactura moderna: materiales, procesos y sistemas. México: Prentice Hall, 2007. p. 543-593.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN NTC-698, Madera contrachapada. Bogotá: 2002.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN NTC-2261, Tableros de partículas aglomeradas para aplicaciones interiores no estructurales. Bogotá: 2003.

MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson, 2006. P. 944.

NTN CORPORATION. Catalogo de rodamientos. 2004. Disponible <www.ntnamerica.com>.

SOLER&PALAU VENTILATION GROUP, Catalogo Ventiladores centrífugos línea industrial. México: 2011. Disponible <www.soler-palau.com.mx>

WEG. Catálogo de motores eléctricos. Disponible <www.weg.net/co>.

ANEXOS

Anexo A. Tablas para diseño de engranajes

TABLA 9-2 Números de calidad AGMA recomendados

Aplicación	Número de calidad	Aplicación	Número de calidad
Accionamiento de tambor			
mezclador de cemento	3-5	Taladro pequeño	7-9
Horno de cemento	5-6	Lavadora de ropa	8-10
Impulsores de laminadoras de acero	5-6	Prensa de impresión	9-11
Cosechadora de granos	5-7	Mecanismo de cómputo	10-11
Grúas	5-7	Transmisión automotriz	10-11
Prensas de punzonado	5-7	Accionamiento de antena de radar	10-12
Transportador de mina	5-7	Accionamiento de propulsión marina	10-12
Máquina para fabricar cajas de papel	6-8	Accionamiento de motor de avión	10-13
Mecanismo de medidores de gas	7-9	Giroscopio	12-14
Accionamientos de máquinas herramienta y de otros sistemas mecánicos de alta calidad			
Velocidad de la línea de paso (pies/min)	Número de calidad		Velocidad de la línea de paso
0-800	6-8		0-4
800-2000	8-10		4-11
2000-4000	10-12		11-22
Más de 4000	12-14		Más de 22

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Maquinas.

TABLA 9-5 Factores de sobrecarga sugeridos, K_o

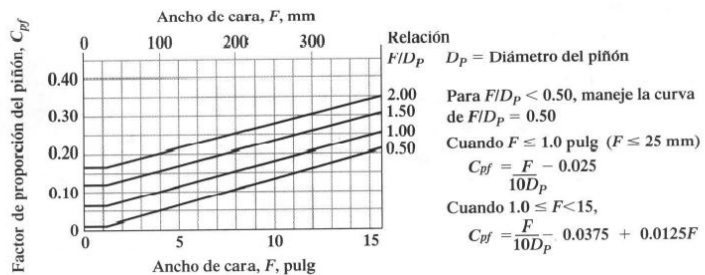
Fuente de potencia	Máquina impulsada			
	Uniforme	Choque ligero	Choque moderado	Choque pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75
Choque ligero	1.20	1.40	1.75	2.25
Choque moderado	1.30	1.70	2.00	2.75

TABLA 9-6 Factores de tamaño sugeridos, K_s

Paso diametral, P_d	Módulo métrico, m	Factor de tamaño, K_s
≥ 5	≤ 5	1.00
4	6	1.05
3	8	1.15
2	12	1.25
1.25	20	1.40

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Maquinas.

FIGURA 9-18 Factor de proporción del piñón, C_{pf} (Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314)



Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Maquinas.

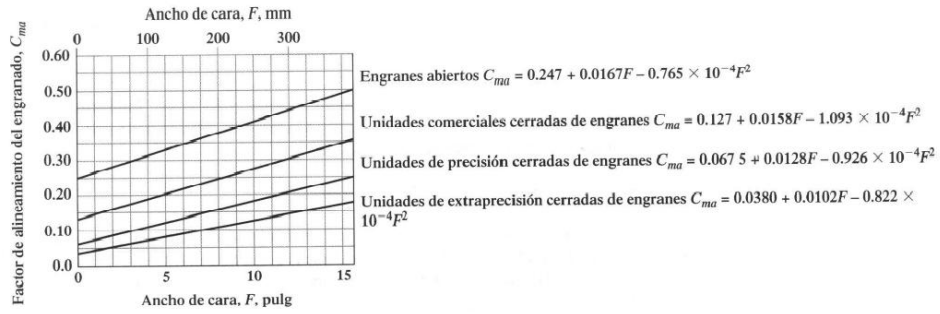
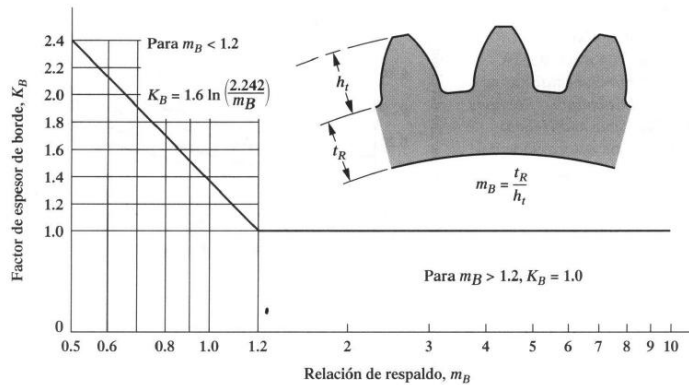


FIGURA 9-19 Factor de alineamiento del engranado, C_{ma} (Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314)

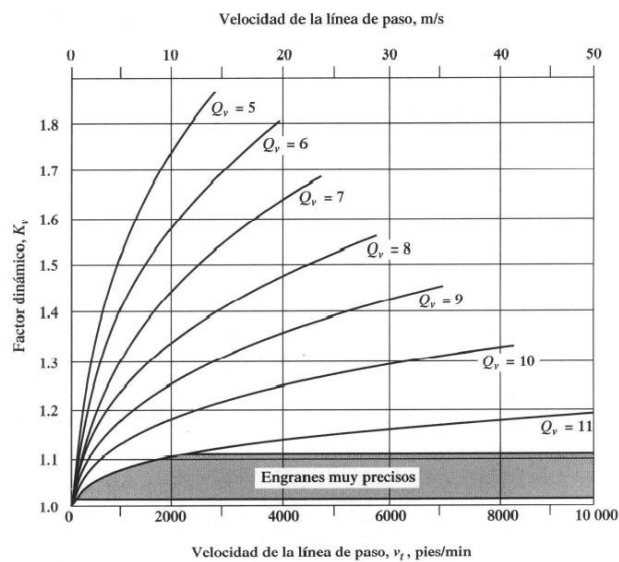
Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Maquinas.

FIGURA 9-20 Actor de espesor de borde, K_B (Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314)



Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Maquinas.

FIGURA 9-21 Factor dinámico, K_v (Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314)



Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Maquinas.

TABLA 9-7 Vida de diseño recomendada

Aplicación	Vida de diseño (h)
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de avión	1000-4000
Automotriz	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8000-15 000
Motores eléctricos, sopladores industriales, maquinaria industrial en general	20 000-30 000
Bombas y compresores	40 000-60 000
Equipo crítico en funcionamiento continuo durante 24 h	100 000-200 000

Fuente: Eugene A. Avallone y Theodore Baumeister III, editores. *Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers*, 9ª edición. Nueva York: McGraw-Hill, 1986

TABLA 9-8 Factor de confiabilidad, K_R

Confiabilidad	K_R
0.90, una falla en 10	0.85
0.99, una falla en 100	1.00
0.999, una falla en 1000	1.25
0.9999, una falla en 10 000	1.50

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Maquinas.

TABLA 9-9 Coeficiente elástico, C_p

Material del piñón	Módulo de elasticidad, E_p , lb/pulg ² (MPa)	Material y módulo de elasticidad E_g , lb/pulg ² (MPa), del engrane					
		Acero 30×10^6 (2×10^5)	Hierro maleable 25×10^6 (1.7×10^5)	Hierro nodular 24×10^6 (1.7×10^5)	Hierro colado 22×10^6 (1.5×10^5)	Bronce de aluminio 17.5×10^6 (1.2×10^5)	Bronce de estaño 16×10^6 (1.1×10^5)
Acero	30×10^6 (2×10^5)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Hierro maleable	25×10^6 (1.7×10^5)	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Hierro nodular	24×10^6 (1.7×10^5)	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Hierro colado	22×10^6 (1.5×10^5)	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Bronce de aluminio	17.5×10^6 (1.2×10^5)	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Bronce de estaño	16×10^6 (1.1×10^5)	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

Fuente: Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314
 Nota: Relación de Poisson = 0.30; unidades de C_p : (lb/pulg²)^{0.5} o (MPa)^{0.5}

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Maquinas.

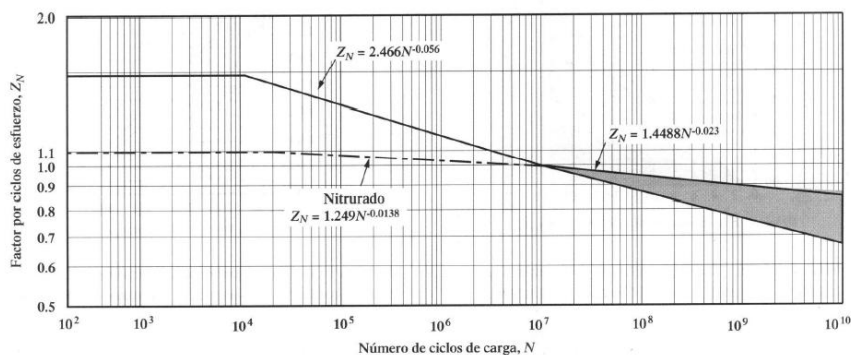
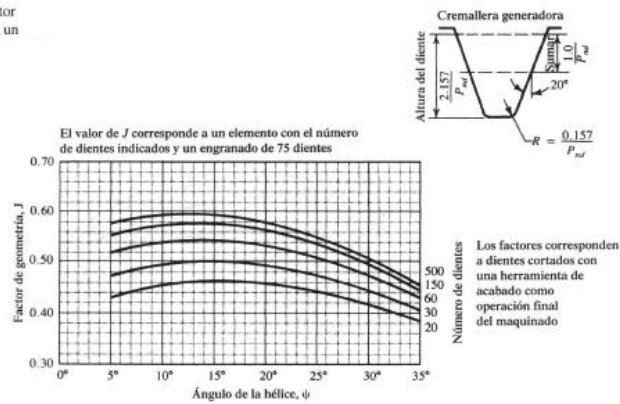


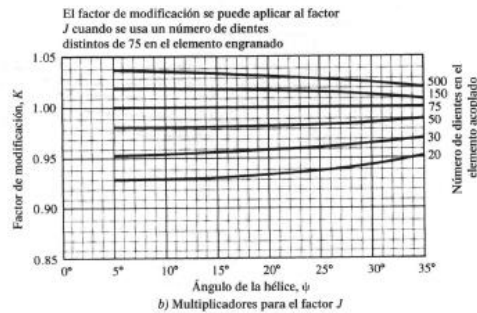
FIGURA 9-24 Factor de resistencia a la picadura por ciclos de esfuerzo, Z_N (Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314)

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Maquinas.

FIGURA 10-6 Factor de geometría (J) para un ángulo de presión normal de 20°



a) Factor de geometría (J) para un ángulo de presión normal de 20° , addendum normal y una fresa de acabado



b) Multiplicadores para el factor J

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Maquinas.

TABLA 10-1 Factores de geometría para resistencia I a la picadura, para engranes helicoidales con ángulo de presión normal 20° y addendum estándar.

A. Ángulo de hélice $\psi = 15.0^\circ$

Dientes del engrane	Dientes del piñón				
	17	21	26	35	55
17	0.124				
21	0.139	0.128			
26	0.154	0.143	0.132		
35	0.175	0.165	0.154	0.137	
55	0.204	0.196	0.187	0.171	0.143
135	0.244	0.241	0.237	0.229	0.209

B. Ángulo de hélice $\psi = 25.0^\circ$

Dientes del engrane	Dientes del piñón					
	14	17	21	26	35	55
14	0.123					
17	0.137	0.126				
21	0.152	0.142	0.130			
26	0.167	0.157	0.146	0.134		
35	0.187	0.178	0.168	0.156	0.138	
55	0.213	0.207	0.199	0.189	0.173	0.144
135	0.248	0.247	0.244	0.239	0.230	0.210

Fuente: Tomado de la norma AGMA 908-B89 (R 1995), *Geometry Factors for Determining The Pitting Resistance and Bending Strength of Spur, Helical and Herringbone Gear Teeth* (Factores de geometría para determinar la resistencia a la picadura y a la flexión de dientes de engranes rectos, helicoidales y en espina de pescado), con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314.

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Maquinas.

Anexo B. Tablas para diseño de ejes

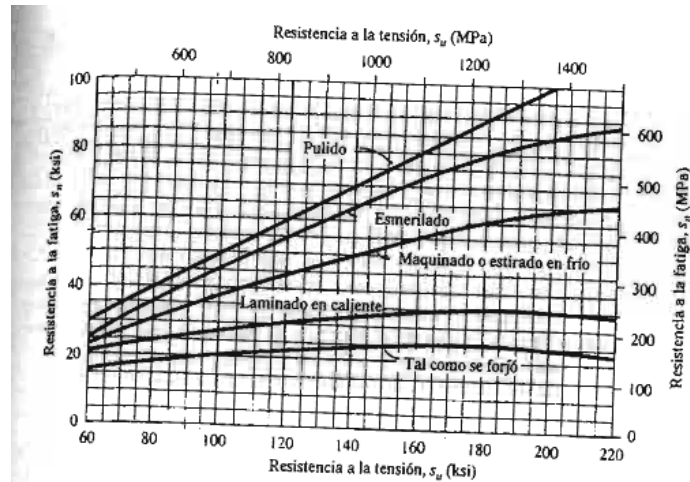


FIGURA 5-8 Resistencia a la fatiga s_n en función de la resistencia a la tensión, para acero forjado con varias condiciones de superficie

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Maquinas.

TABLA 5-2 Factores de tamaño

Unidades del Sistema Estadounidense Tradicional	
Rango de tamaño	Para D en pulgadas
$D \leq 0.30$	$C_S = 1.0$
$0.30 < D \leq 2.0$	$C_S = (D/0.3)^{-0.11}$
$2.0 < D < 10.0$	$C_S = 0.859 - 0.02125D$
Unidades SI	
Rango de tamaño	Para D en mm
$D \leq 7.62$	$C_S = 1.0$
$7.62 < D \leq 50$	$C_S = (D/7.62)^{-0.11}$
$50 < D < 250$	$C_S = 0.859 - 0.000837D$

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Maquinas.




TABLE 5-1 Factores de confiabilidad aproximados C_R

Confiabilidad deseada C_R	
0.50	1.0
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Maquinas.

Anexo C. Tablas para calculo de sujetadores

TABLA 18-1 Grados SAE de aceros para sujetadores

Grado número	Tamaños de perno (pulg)	Resistencia a la tensión (ksi)	Resistencia de fluencia (ksi)	Resistencia de prueba (ksi)	Marcas en la cabeza
1	1/4 - 1½	60	36	33	Ninguna
2	1/4 - 3/4	74	57	55	Ninguna
	>3/4 - 1½	60	36	33	
4	1/4 - 1½	115	100	65	Ninguna
5	1/4 - 1	120	92	85	
	>1 - 1½	105	81	74	
7	1/4 - 1½	133	115	105	
8	1/4 - 1½	150	130	120	

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Maquinas.

TABLA 18-4 Dimensiones de roscas estándar americanas

A. Tamaños numerados

Tamaño	Diámetro mayor básico (pulg)	Roscas gruesas: UNC		Roscas finas: UNF	
		Roscas por pulg	Área de esfuerzo de tensión (pulg ²)	Roscas por pulg	Área de esfuerzo de tensión (pulg ²)
0	0.0600			80	0.001 80
1	0.0730	64	0.00263	72	0.002 78
2	0.0860	56	0.00370	64	0.003 94
3	0.0990	48	0.00487	56	0.005 23
4	0.1120	40	0.00604	48	0.006 61
5	0.1250	40	0.00796	44	0.008 30
6	0.1380	32	0.00909	40	0.010 15
8	0.1640	32	0.0140	36	0.014 74
10	0.1900	24	0.0175	32	0.0200
12	0.2160	24	0.0242	28	0.0258

B. Tamaños fraccionarios

1/4	0.2500	20	0.0318	28	0.0364
5/16	0.3125	18	0.0524	24	0.0580
3/8	0.3750	16	0.0775	24	0.0878
7/16	0.4375	14	0.1063	20	0.1187
1/2	0.5000	13	0.1419	20	0.1599
9/16	0.5625	12	0.182	18	0.203
5/8	0.6250	11	0.226	18	0.256
3/4	0.7500	10	0.334	16	0.373
7/8	0.8750	9	0.462	14	0.509
1	1.000	8	0.606	12	0.663
1¼	1.125	7	0.763	12	0.856
1½	1.250	7	0.969	12	1.073
1¾	1.375	6	1.155	12	1.315
1½	1.500	6	1.405	12	1.581
1¾	1.750	5	1.90		
2	2.000	4½	2.50		

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Maquinas.

TABLA 18-5 Dimensiones de roscas métricas

Diámetro mayor básico (mm)	Roscas gruesas		Roscas finas	
	Paso (mm)	Área de esfuerzo de tensión (mm ²)	Paso (mm)	Área de esfuerzo de tensión (mm ²)
1	0.25	0.460		
1.6	0.35	1.27	0.20	1.57
2	0.4	2.07	0.25	2.45
2.5	0.45	3.39	0.35	3.70
3	0.5	5.03	0.35	5.61
4	0.7	8.78	0.5	9.79
5	0.8	14.2	0.5	16.1
6	1	20.1	0.75	22.0
8	1.25	36.6	1	39.2
10	1.5	58.0	1.25	61.2
12	1.75	84.3	1.25	92.1
16	2	157	1.5	167
20	2.5	245	1.5	272
24	3	353	2	384
30	3.5	561	2	621
36	4	817	3	865
42	4.5	1121		
48	5	1473		

Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de Maquinas.

Anexo D. Propiedades acero 1020

SAE 1020 y SAE 1045

ACERO SAE 1020

DIN	CK - 20
UNI	C - 20
AFNOR	XC - 20
SAE	1020

CARACTERÍSTICAS DE EMPLEO

Acero al carbono que puede utilizarse en estado cementado, templado y revenido o simplemente en estado calibrado. Por su contenido de carbono estos aceros se utilizan para la fabricación de piezas estructurales o de maquinaria de mediana resistencia con una gran tenacidad. Es fácilmente soldable con soplete ó al arco.

COMPOSICION QUÍMICA	C %	Mn %	P máx. %	S máx. %	Si máx. %
Análisis típico en %	0.18 0.28	0.3 0.6	0.04	0.05	0.15 0.3

Estado de suministro: Recocido
Dureza de suministro: 150 - 160 HB

PROPIEDADES MECÁNICAS

Estado de suministro	Resistencia a la tracción MPa	Límite elástico MPa	Alargamiento %	Reducción de área %	Dureza Brinell aprox.
Laminado en caliente	441	196	25	45	140 / 180
Normalizado	480 - 588	343	30	55	150
Recocido	441 - 538	294	35	60	130 / 150
Calibrado	538 - 636	441	10	35	180 / 220
Cementado, templado y rev.	636 - 833	441	15	45	-----

TRATAMIENTO TÉRMICO	TEMPERATURA °C	MEDIO DE ENFRIAMIENTO
Forja	850 - 1150	Arena seca
Normalizado	880 - 920	Aire
Recocido	660 - 720	Horno
Cementación	900 - 930	Horno/agua
Temple capa cementada	850 - 900	Agua
Revenido capa cementada	180 - 240	Aire



APLICACIONES

Se usa principalmente para partes de maquinaria que no estén sometidas a grandes esfuerzos mecánicos como ejes, eslabones para cadenas, pasadores, bujes cementados, tornillería corriente, bridas, piñones para transmisión de cadenas a bajo esfuerzo, aleos para ferrocarril, grapas, etc.

Anexo E. Propiedades acero 1045

ACERO SAE 1045

DIN	CK - 45
UNI	C - 45
AFNOR	XC - 45
SAE	1045

CARACTERÍSTICAS DE EMPLEO

SAE 1045 es un acero grado ingeniería de aplicación universal que proporciona un nivel medio de resistencia mecánica y tenacidad a bajo costo con respecto a los aceros de baja aleación. Frecuentemente se utiliza para elementos endurecidos a la llama ó por inducción. Este acero puede ser usado en condiciones de suministro: laminado en caliente o con tratamiento térmico (templado en aceite y revenido; ó templado en agua y revenido).

SAE 1045 es un acero de baja templeabilidad que puede ser endurecido totalmente en espesores delgados por temple en agua. En secciones más gruesas se puede obtener un endurecimiento parcial de la sección de la pieza y el incremento de la resistencia será proporcional a la capa o espesor endurecido, al ser deformado en frío se presenta un incremento en la dureza y la resistencia mecánica.

COMPOSICION QUÍMICA	C %	Mn %	P máx. %	S máx. %	Si máx. %
Análisis típico en %	0.48 0.50	0.6 0.9	0.04	0.05	0.2 0.4

Estado de suministro: Recocido

Dureza de suministro: 180 - 200 Brinell

PROPIEDADES FÍSICAS

Estos valores son obtenidos a partir de probetas bajo condiciones específicas de laboratorio y deben ser usados como referencia.

- Densidad → 7.85 g/cm³.
- Módulo de elasticidad → 2 x 10¹¹ Pa (24 x 10⁶ PSI).
- Conductividad térmica → 52 W/(m·°C).
- Calor específico J/(Kg·°K) → 460
- Coeficiente de Poisson → 0,3
- Resistividad eléctrica (microhm·cm):
 - 32°F = 16,2
 - 212°F = 22,3
- Coeficiente de dilatación térmica / °C
 - (20 - 100°C) 12,3 x 10⁻⁶
 - (20 - 200°C) 12,7 x 10⁻⁶
 - (20 - 400°C) 13,7 x 10⁻⁶

PROPIEDADES TÍPICAS A TEMPERATURA AMBIENTE SIN ENDURECIMIENTO			
Diámetro de la barra: 12 a 38 mm			
Propiedad	Laminado en caliente	Normalizado	Recocido
Resistencia a la tracción MPa	655	655	620
Punto de fluencia MPa	413	413	379
% de elongación	23	23	26
% de reducción de área	44	45	53
Dureza brinell (3000 kg.)	190	190	180

Anexo F. Perfiles estructurales tubulares colmena

Los perfiles se fabrican con acero laminado en caliente (H.R.) de bajo contenido de carbono, alta soldabilidad y ductilidad, según normas AISI/SAE 1015, JIS SPHT 3132, o cualquier otro acero equivalente con los siguientes contenidos máximos en su composición química:

CARBONO: 0.27% máximo
 MANGANESO: 1.40% máximo
 FÓSFORO: 0.045% máximo
 AZUFRE: 0.045% máximo

PROPIEDADES MECÁNICAS REQUERIDAS POR ASTM A-500 GRADO C		
Esfuerzos	Redondos	Cuadrados y Rectangulares
Fluencia F_y	3,241 kg/cm ²	3,522 kg/cm ²
Último F_u	4,368 kg/cm ²	4,368 kg/cm ²
Elongación en 2"	21%	21%

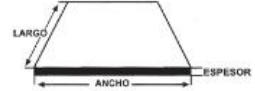
El esfuerzo mínimo de fluencia del acero es de 3.241 kg/cm² (46.000 psi). La relación entre esfuerzo último y esfuerzo de fluencia está entre 1.25 y 1.3 satisfaciendo la relación mínima recomendada para formado en frío de 1.2.

CARACTERÍSTICAS Y DENOMINACIÓN						PROPIEDADES ESTÁTICAS							
TAMAÑO PERFIL		REAL		Espesor pared e	PESO		ÁREA A	FLEXIÓN			TORSIÓN		
TAMAÑO NOMINAL		d	b		P			Momento inercia $I_x = I_y$	Módulo elástico $S_x = S_y$	Radio de Giro $r_x = r_y$	Módulo Plástico $Z_x = Z_y$	Momento Inercia J	Módulo Elástico B
PULGADAS	MILIMETROS	mm	mm	mm	Kg/m	Kg/m	cm ² cm ²	cm ⁴	cm ³	cm	cm ³	cm ⁴	cm ³
1 X 1	25 X 25	25.00	25.00	1.50	1.12	1.23	1.43	1.22	0.97	0.92	1.17	2.03	1.48
1 X 1	25 X 25	25.00	25.00	2.00	1.49	1.60	1.90	1.48	1.19	0.88	1.47	2.58	1.82
1 X 1	25 X 25	25.00	25.00	2.50	1.78	1.90	2.27	1.69	1.35	0.86	1.71	3.07	2.11
1 1/2 X 1 1/2	40 X 40	40.00	40.00	1.50	1.73	1.90	2.20	5.49	2.75	1.58	3.22	8.77	4.13
1 1/2 X 1 1/2	40 X 40	40.00	40.00	2.00	2.32	2.49	2.96	6.94	3.47	1.53	4.13	11.36	5.25
1 1/2 X 1 1/2	40 X 40	40.00	40.00	2.50	2.81	2.98	3.58	8.22	4.11	1.51	4.97	13.79	6.25
2 X 2	50 X 50	50.00	50.00	1.50	2.28	2.52	2.90	11.07	4.43	1.95	5.15	17.45	6.66
2 X 2	50 X 50	50.00	50.00	2.00	3.07	3.30	3.91	14.15	5.66	1.90	6.66	22.73	8.53
2 X 2	50 X 50	50.00	50.00	2.50	3.73	3.96	4.75	16.94	6.78	1.89	8.07	27.75	10.26
2 X 2	50 X 50	50.00	50.00	3.00	4.45	4.68	5.67	19.47	7.79	1.85	9.39	32.53	11.84
2 3/4 X 2 3/4	70 X 70	70.00	70.00	1.50	3.20	3.54	4.08	31.46	8.99	2.78	10.36	48.89	13.50
2 3/4 X 2 3/4	70 X 70	70.00	70.00	2.00	4.32	4.65	5.50	40.73	11.64	2.72	13.52	64.10	17.50
2 3/4 X 2 3/4	70 X 70	70.00	70.00	2.50	5.26	5.59	6.70	49.41	14.12	2.72	16.54	78.79	21.27
2 3/4 X 2 3/4	70 X 70	70.00	70.00	3.00	6.30	6.62	8.02	57.53	16.44	2.68	19.42	92.98	24.82
3 X 3	75 X 75	75.00	75.00	3.00	6.35		8.41	71.62	19.10	2.92	22.49	115.14	28.81
3 X 3	75 X 75	75.00	75.00	4.00	8.35		10.95	90.19	24.05	2.87	28.76	148.83	36.48
3 X 3	75 X 75	75.00	75.00	5.00	10.30		13.36	106.33	28.35	2.82	34.46	180.41	43.33
3 X 3	75 X 75	75.00	75.00	6.00	12.25		15.63	120.16	32.04	2.77	39.58	209.99	49.43
4 1/2 X 3 1/2	90 X 90	90.00	90.00	2.00	5.58	6.01	7.11	88.86	19.75	3.54	22.78	138.32	29.66
4 1/2 X 3 1/2	90 X 90	90.00	90.00	2.50	6.81	7.23	8.68	108.55	24.12	3.54	28.00	170.65	36.27
4 1/2 X 3 1/2	90 X 90	90.00	90.00	3.00	8.16	8.58	10.39	127.28	28.29	3.50	33.04	202.14	42.59
4 X 4	100 X 100	100.00	100.00	3.00	8.96		11.41	177.05	35.41	3.94	41.21	279.48	53.27
4 X 4	100 X 100	100.00	100.00	4.00	12.09		14.95	226.35	45.27	3.89	53.30	364.04	68.31
4 X 4	100 X 100	100.00	100.00	5.00	14.97		18.36	271.10	54.22	3.84	64.59	444.62	82.14
4 X 4	100 X 100	100.00	100.00	6.00	17.88		21.63	311.47	62.29	3.79	75.10	521.39	94.85
	135 X 135	135.00	135.00	4.00	16.13		20.55	381.70	86.18	5.32	100.25	917.81	129.65
	135 X 135	135.00	135.00	5.00	19.90		25.36	704.91	104.43	5.27	122.53	1,127.65	157.44
	150 X 150	150.00	150.00	6.00	26.40		33.63	1,145.91	152.79	5.84	179.88	1,843.64	230.58
	175 X 175	175.00	175.00	5.00	27.56		33.36	1,590.86	181.81	6.91	211.24	2,505.58	273.47
8 X 8	200 X 200	200.00	200.00	5.00	30.11		38.36	2,410.09	241.01	7.93	278.87	3,771.59	362.24
	220 X 220	220.00	220.00	7.00	46.16		58.38	4,365.55	396.87	8.65	462.83	6,917.52	597.47
10 X 10	250 X 250	250.00	250.00	9.00	66.47		84.67	8,093.21	647.46	9.78	758.74	12,925.82	975.95
12 X 12	300 X 300	300.00	300.00	10.00	89.04		113.42	15,713.90	1,047.59	11.77	1,223.86	24,972.90	1,577.87

PERFIL CUADRADO

CARACTERÍSTICAS Y DENOMINACIÓN						PROPIEDADES ESTÁTICAS											UNIDAD DE EMPAQUE	
TAMAÑOS NOMINALES		REALES		Espesor pared e	PESO P	ÁREA A	FLEXIÓN						Módulo Plástico	TORSIÓN				
PULGADAS	MILIMETROS	d	b				Negro	Galvanizado	Momento de inercia I_x	Módulo Sección S_x	Radio de Giro r_x	Momento de inercia I_y		Módulo Sección S_y	Radio de Giro r_y	Zx		Zy
		mm	mm	mm	Kg/m	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm ³	cm ³	cm ³	cm ⁴	cm ³		
2X1/2	50 X 13	50.00	13.00	1.50	1.35	1.49	1.72	4.54	1.81	1.62	0.50	0.77	0.54	2.46	0.90	1.61	1.45	30
2X1 1/8	50 X 30	50.00	27.00	1.50	1.73	1.90	2.20	7.72	2.97	1.87	2.78	2.08	1.12	3.70	2.34	6.71	3.56	25
2X1 1/8	50 X 30	50.00	27.00	2.00	2.32	2.49	2.95	9.76	3.76	1.82	3.49	2.58	1.09	4.74	2.99	8.83	4.49	25
2X1 1/8	50 X 30	50.00	27.00	2.50	2.81	2.98	3.58	11.85	4.44	1.80	4.98	3.03	1.07	5.69	3.58	10.41	5.31	25
2X1 1/8	50 X 30	50.00	27.00	3.00	3.34	3.51	4.25	13.11	5.04	1.76	4.59	3.40	1.04	6.55	4.11	12.05	6.04	25
2 3/8X1 1/2	60 X 40	60.00	37.85	1.50	2.17	2.40	2.78	13.84	4.81	2.24	6.81	3.60	1.57	5.59	4.07	14.59	5.99	20
2 3/8X1 1/2	60 X 40	60.00	37.85	2.00	2.92	3.14	3.72	17.69	5.90	2.18	8.66	4.57	1.53	7.22	5.28	18.95	7.66	20
2 3/8X1 1/2	60 X 40	60.00	37.85	2.50	3.55	3.76	4.52	21.19	7.06	2.16	10.32	5.45	1.51	8.75	6.35	23.07	9.18	20
2 3/8X1 1/2	60 X 40	60.00	37.85	3.00	4.23	4.45	5.38	24.33	8.11	2.12	11.79	6.23	1.48	10.16	7.37	26.96	10.56	20
2 3/8X1 1/2	60 X 40	60.00	37.85	4.00	5.45	5.74	6.94	29.63	9.88	2.07	14.23	7.52	1.43	12.68	9.16	34.12	12.96	20
3X1 1/2	75 X 38	75.00	38.10	1.50	2.62	2.89	3.34	24.92	6.54	2.73	8.54	4.48	1.80	8.07	5.00	20.50	7.74	16
3X1 1/2	75 X 38	75.00	38.10	2.00	3.52	3.79	4.48	32.06	8.67	2.67	10.80	5.72	1.56	10.46	6.47	26.65	9.93	16
3X1 1/2	75 X 38	75.00	38.10	2.50	4.29	4.55	5.46	38.64	10.14	2.66	13.05	6.85	1.55	12.75	7.85	32.48	11.94	16
3X1 1/2	75 X 38	75.00	38.10	3.00	5.13	5.37	6.54	44.67	11.73	2.61	14.98	7.86	1.51	14.89	9.14	38.00	13.79	16
3 3/8 X 1 1/2	80 X 40	80.00	40.00	2.00	3.56	3.83	4.54	37.36	9.34	2.87	12.72	6.36	1.87	11.61	7.17	30.99	11.02	16
3 3/8 X 1 1/2	80 X 40	80.00	40.00	3.00	5.19	5.43	6.61	52.25	13.08	2.81	17.56	8.78	1.83	16.54	10.16	44.30	15.36	16
3 1/2X2	90 X 50	90.00	50.00	1.50	3.20	3.54	4.08	44.88	9.96	3.32	18.15	7.28	2.11	12.09	8.07	41.02	12.32	16
3 1/2X2	90 X 50	90.00	50.00	2.00	4.32	4.60	5.50	58.15	12.90	3.25	23.41	9.36	2.08	15.76	10.52	53.63	15.93	16
3 1/2X2	90 X 50	90.00	50.00	2.50	5.26	5.59	6.70	70.59	15.66	3.25	28.23	11.31	2.05	18.31	12.84	65.75	19.32	16
3 1/2X2	90 X 50	90.00	50.00	3.00	6.30	6.62	8.03	82.24	18.24	3.20	32.80	13.12	2.02	22.87	15.05	77.38	22.45	16
4X2	100 X 50	100.00	50.00	2.00	4.95	5.33	5.74	74.98	15.00	3.62	25.67	10.27	2.12	18.50	11.46	61.72	17.75	16
4X2	100 X 50	100.00	50.00	2.50	6.03	6.41	7.69	91.20	18.24	3.59	31.05	12.42	2.09	22.67	14.01	75.68	21.54	16
4X2	100 X 50	100.00	50.00	3.00	7.23	7.60	9.41	108.46	21.29	3.56	38.05	14.42	2.07	28.65	15.44	89.09	25.09	16
4X2	100 X 50	100.00	50.00	4.00	9.16		10.95	134.14	26.83	3.50	44.95	17.88	2.03	34.10	20.93	114.32	31.55	16
4X2	100 X 50	100.00	50.00	5.00	11.08		13.36	158.19	31.64	3.44	52.45	20.98	1.98	40.84	24.95	137.53	37.21	16
4 3/8X2 3/8	120 X 80	121.78	89.90	2.00	5.88	6.01	7.11	136.64	22.44	4.38	45.78	18.26	2.84	27.60	18.92	109.88	28.42	16
4 3/8X2 3/8	120 X 80	121.78	89.90	2.50	6.81	7.23	8.67	167.03	27.43	4.39	55.60	19.59	2.53	33.84	23.77	135.18	35.12	16
4 3/8X2 3/8	120 X 80	121.78	89.90	3.00	8.16	8.58	10.39	195.96	32.18	4.34	65.03	21.71	2.50	40.05	24.46	159.64	37.73	16
6X2	150 X 50	150.00	50.00	3.00	9.01		11.41	288.55	39.81	5.12	52.65	21.06	2.15	51.43	23.49	150.80	38.36	16
6X2	150 X 50	150.00	50.00	4.00	11.73		14.95	381.39	50.85	5.05	68.95	26.47	2.10	65.47	30.13	193.82	48.51	16
6X2	150 X 50	150.00	50.00	5.00	14.97		18.38	486.29	69.84	4.98	77.87	31.15	2.06	80.48	36.83	233.01	57.52	16
6X4	150 X 100	150.00	100.00	3.00	11.69		2											

Anexo G. Lamina hot rolled Fajobe



LAMINAS ESTIRADAS EN CALIENTE

Especificaciones técnicas

CALIDADES MAS COMUNES		PROPIEDADES MECANICAS													APLICACIONES MAS FRECUENTES					
ASTM	EN	L	C	MIN	P	S	SI	QU	OR	V	TI	ND	B	BI	CB	LIMITE ELASTICO	RESISTENCIA A TRACCION	% ALARGA		
		(X 100)	(X 100)	(X 100)	(X 100)	(X 100)	(X 100)	(X 100)	(X 100)	(X 100)	(X 100)	(X 100)	(X 100)	(X 100)	(X 100)					
A-36	ST 33 + 1.2	MIN	80				15									23kg/mm ²	416kg/mm ²	400Pa	20	Esferulas metálicas en general
		MAX	35	130	4	4	30	20								29kg/mm ²	258MPa	550Pa	23	
A-283 GR C	RST 27 - 1.2	MIN	80				7									-	-	390MPa	23	Ferrosos de almacenamiento.
		MAX	18	90	3.5	3.5	25	30								27kg/mm ²	235MPa	490Pa	23	
A-285 GR C		MIN	80													-	-	390MPa	23	Recipientes de presión de baja a intermedia resistencia a la tracción.
		MAX	38	90	3.5	3.5										27kg/mm ²	235MPa	490Pa	27	
A-53 GR A	RST 24 - 1.2	MIN	80													-	-	410MPa	21	Construcción naval en general
		MAX	21	80	4	4	50.4									23kg/mm ²	235MPa	490Pa	24	
A-518 GR 70		MIN	27	80			15									-	-	490MPa	17	Recipientes a presión temperatura media - alta
		MAX	31	120	4	3.5	40									27kg/mm ²	205MPa	630Pa	21	
A-574 GR A	RST 61	MIN	80				1.5									-	-	710MPa	-	Recipientes a la abrasión
		MAX	20	150	3.5	4	50									50,000 PSI	900MPa	870Pa	19	
A-572 GR 30		MIN	80													-	-	65,000 PSI	21	Acero alta resistencia
		MAX	23	135	4.5	5	40									60,000 PSI	-	62,500 PSI	-	Usa estructural superior A36
A-588		MIN	75				15	40	1							-	-	70,000 PSI	18	Acero alta resistencia Acero costoso
		MAX	20	135	4	5	50	70	10							-	-	-	-	Fabricación pesadas
A990C-400		MIN	80													-	-	-	-	Antiexplosión
		MAX	14	135	1.5	0.5	45	5		2	3	0.2				152,200 PSI	-	174,045 PSI	14	

DIMENSIONES Y PESOS DE PLANCHAS COMERCIALES

LAMINAS EN CALIENTE	ESPESOR			M2	1.0X2.0 MTS	1.22X2.44 MTS(4'X8')	1.83X8.06 MTS(6'X20')	2.0X6.0 MTS	2.44X6.06 MTS (8'X20')
	CAIBRE	PULGADA	MILIMETRO	Kg.	Kg.	Kg.	Kg.	Kg.	Kg.
	16		1.50	11.78	23.56	35.01	131.00	141.00	175.00
	14		1.90	14.92	29.85	44.35	166.00	179.00	222.00
			2.50	19.63	39.27	58.35	219.00	236.00	292.00
	12		2.66	20.89	41.78	62.09	233.00	251.00	311.00
	11		3.00	23.56	47.12	70.02	263.00	283.00	360.00
		1/8"	3.17	24.90	49.79	73.99	278.00	299.00	370.00
			4.00	31.42	62.83	93.37	350.00	377.00	467.00
			4.50	35.34	70.69	105.04	394.00	424.00	525.00
		3/16"	4.76	37.38	74.77	111.11	417.00	449.00	556.00
			5.00	39.27	78.54	116.71	438.00	471.00	584.00
			6.00	47.12	94.25	140.05	525.00	565.00	700.00
		1/4"	6.35	49.87	99.75	148.22	556.00	598.00	741.00
		5/16"	7.94	62.36	124.72	185.33	695.00	748.00	927.00
			8.00	62.83	125.66	186.73	700.00	754.00	934.00
			9.00	70.89	141.37	210.07	788.00	848.00	1,051.00
		3/8"	9.53	74.85	149.70	222.44	834.00	898.00	1,113.00
			10.00	78.54	157.08	233.41	876.00	942.00	1,167.00
			12.00	94.25	188.50	280.10	1,051.00	1,131.00	1,401.00
		1/2"	12.70	99.75	199.49	296.44	1,112.00	1,197.00	1,483.00
			13.00	102.10	204.20	303.44	1,138.00	1,225.00	1,518.00
			15.00	117.81	235.62	350.12	1,313.00	1,414.00	1,751.00
		5/8"	15.88	124.72	249.44	370.66	1,390.00	1,497.00	1,854.00
			16.00	125.66	251.33	373.46	1,401.00	1,508.00	1,868.00
			19.00	149.23	298.45	443.49	1,664.00	1,791.00	2,218.00
		3/4"	19.05	149.62	299.24	444.65	1,668.00	1,795.00	2,224.00

Anexo H. Cotizaciones Máquinas de corte

Cotización Sierra sin fin Ref.: JET-JWBS-20




Precio: \$6.160.000

MAQUITODO S.A.

Calle 25 Norte No.2CN-17

CALI - COLOMBIA

PBX  57-2-641-03 33 

FAX 57-2-641-03 34

e-mail info@maquitodo.com.co

Descripción del producto

SIERRA SIN FIN 3HP MONO 20" JET

Información adicional

Referencia	JET-JWBS-20
Fabricante	Jet
Motor	3HP 1 FASE/ 230V
Capac Corte 1	ANCHO MAXIMO 20" 508mm
Capac Corte 2	ALTO MAXIMO 12.25" 311mm
Sierra	LARGO 150" 3,810mm/ ANCHO MAXIMO 1.5"
Velocidades	2 2,000/ 3,000 PIES/mn
Mesa	533 x 533 mm INCLINABLE 45grad DERECHA
Base	CERRADA
Aspiracion	400 CFM REQURIDO. PUERTA DE 4"
Peso/ Dimension	250 KG
Garantía	1 AÑO
Accesorios 1	REGLA INGLETES/ FRENO DE PIE
Accesorios 2	GUIA CORTE RECTO/ LECTURA DE TENSION
Próximos a llegar	0

Cotización Sierra de banco Ref.: JET-JTAS-12 x 50



Precio: \$7.590.000

MAQUITODO S.A.

Calle 25 Norte No.2CN-17

CALI - COLOMBIA

PBX  57-2-641-03 33 

FAX 57-2-641-03 34

e-mail info@maquitodo.com.co

Información adicional

Referencia	JET-JTAS-12x50
Fabricante	Jet
Motor	5 HP TRIFASICO 220/440V CABLEADO 220V
Disco	12"
Eje	1"
Velocidad	4,200 RPM
200 Rpm	CAPAC CORTE 1
Capac Corte 1	ESPESOR MAX A 90gr 102mm
Capac Corte 2	ESPESOR MAX A 45gr 73mm
Espesor Max A 90gr 102mm	CAPAC CORTE 2
Espesor Max A 45gr 73mm	CAPAC CORTE 3
Capac Corte 3	MAXIMO CORTE A LA DERECHA 1,270mm
Maximo Corte A La Derecha 1	270mm
Mesa	737mm x 1,118mm CON EXTENSIONES
Garantía	UN AÑO
Peso/ Dimension	264 KG
118mm Con Extensiones	GARANTIA
Un Año	PESO/ DIMENSION
Accesorios 1	REGLA DE INGLETES, GUIA DE CORTE
264 Kg	ACCESORIOS 1
Accesorios 2	PROTECTOR DEL DISCO
Próximos a llegar	0

Cotización Sierra de banco Ref.: DW725K-QU



Precio: \$5.900.000

MAQUITODO S.A.

Calle 25 Norte No.2CN-17

CALI - COLOMBIA

PBX  57-2-641-03 33 

FAX 57-2-641-03 34

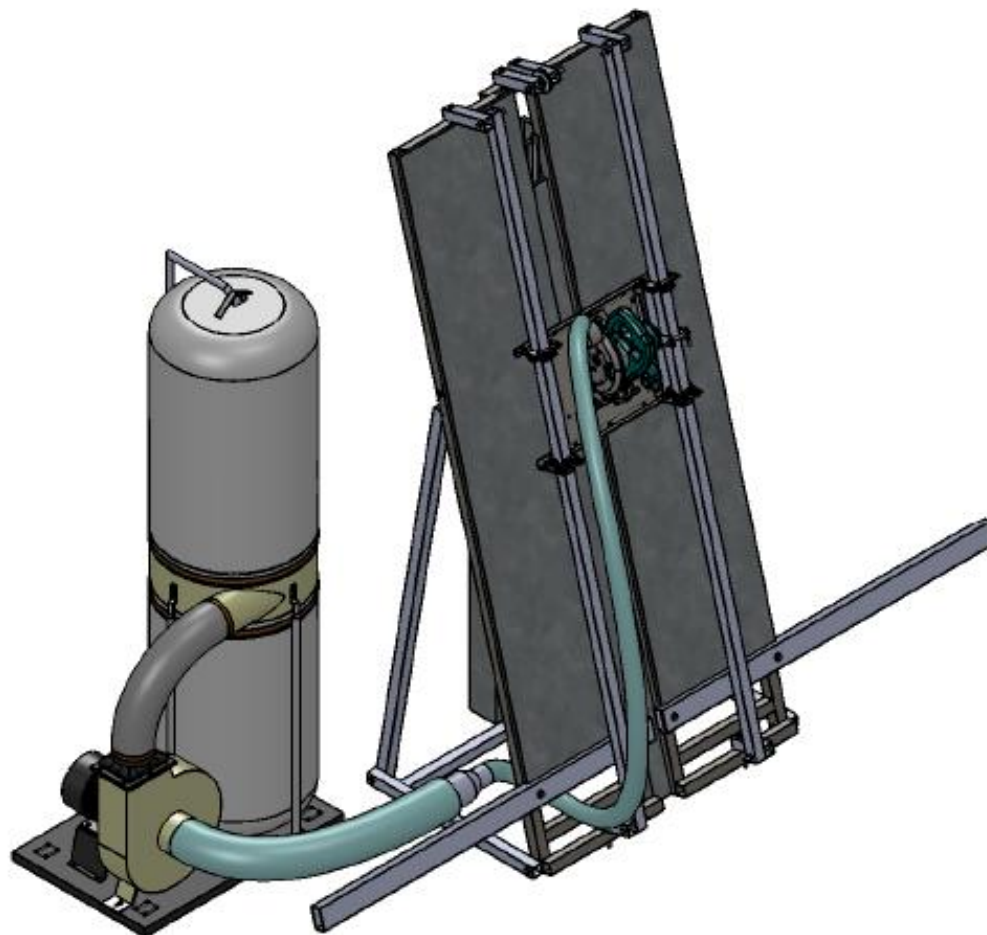
e-mail info@maquitodo.com.co

Descripción del producto

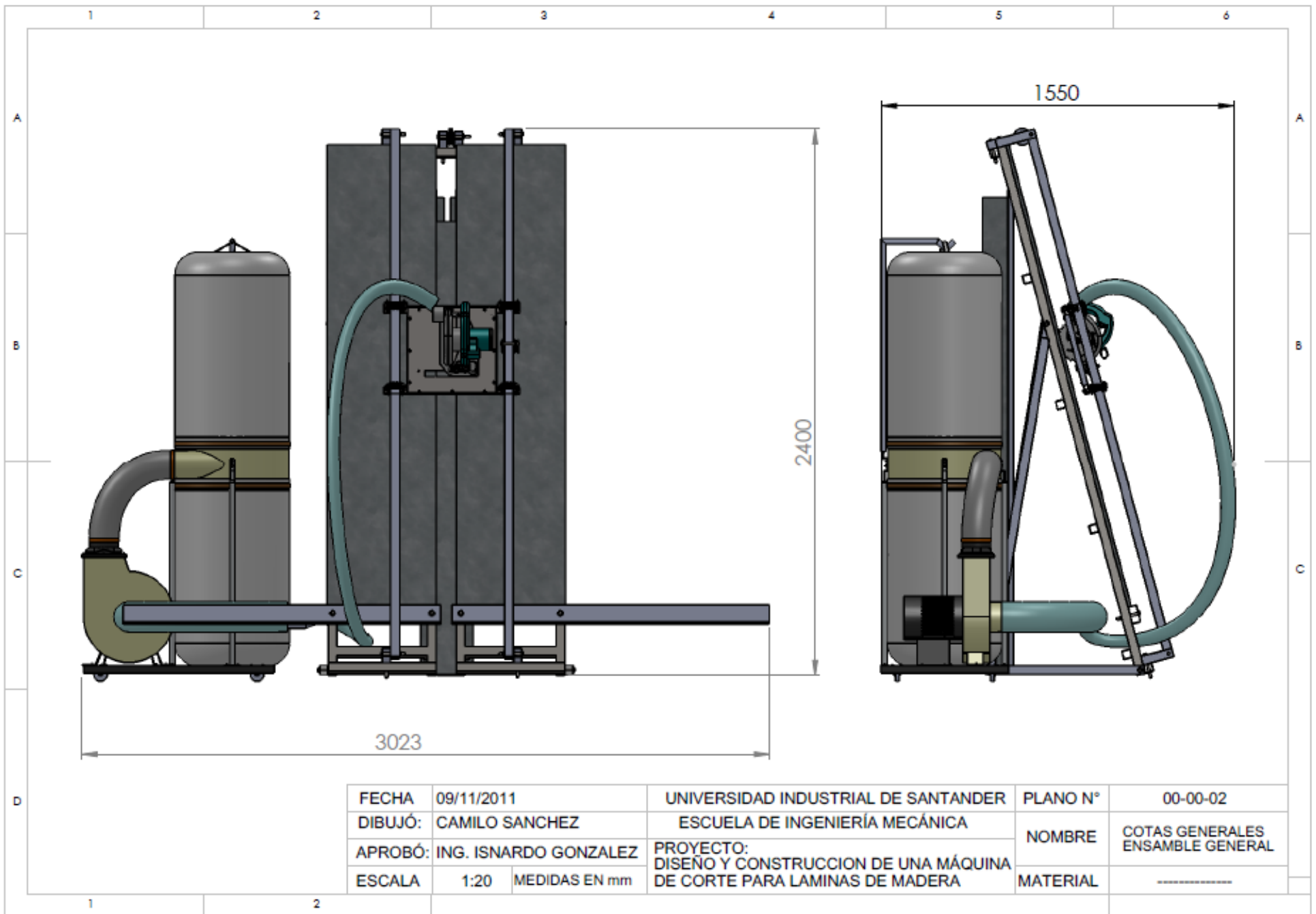
CARACTERISTICAS

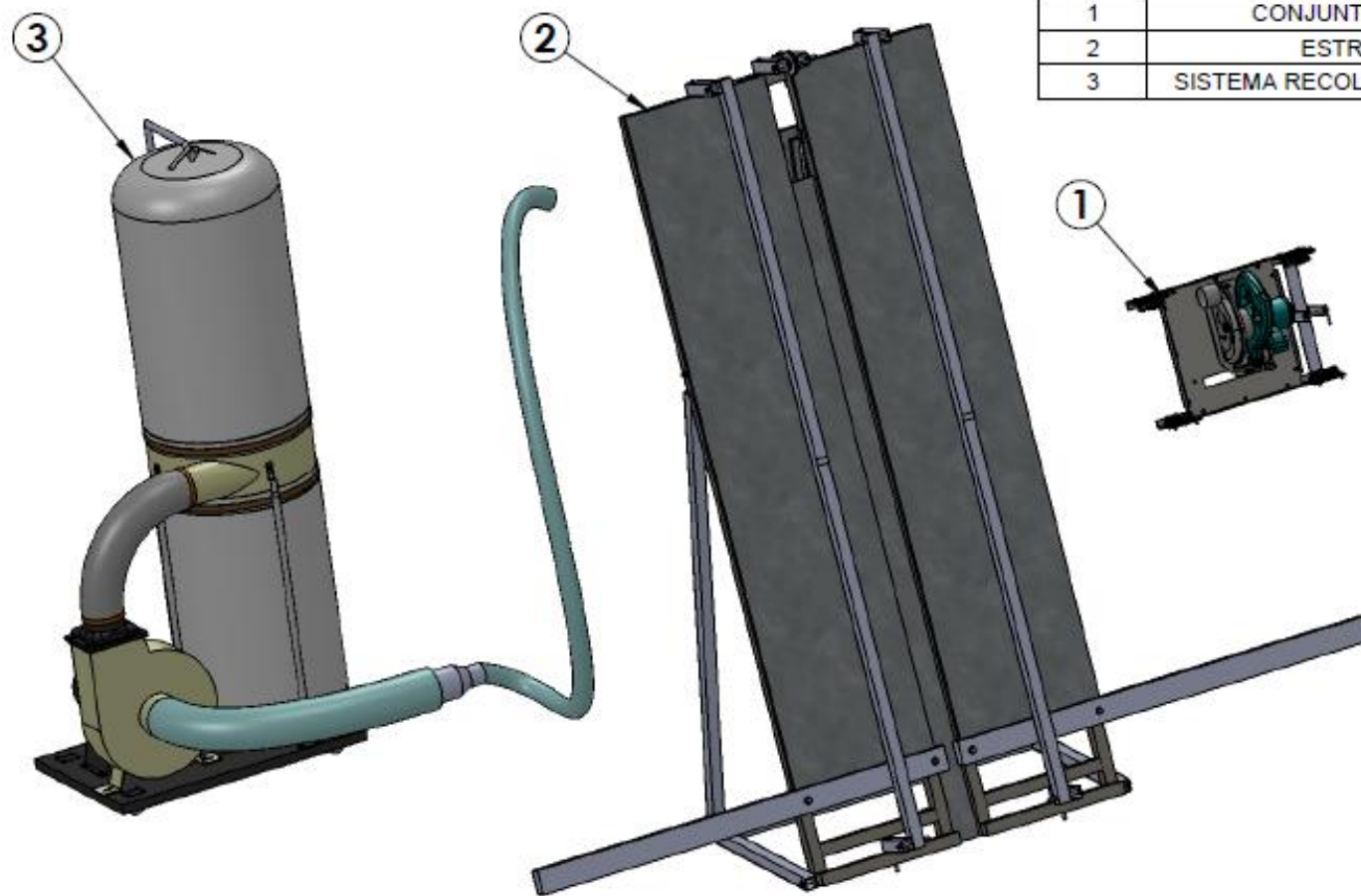
- Sierra de brazo radial con una capacidad de corte transversal de 460mm, 720mm longitudinal y 90mm de profundidad de corte
- Se suministra sobre un palet de madera para protegerla del transporte y reducir el tiempo de montaje
- Brazo de hierro colado de gran robustez con el motor montado con 4 rodamientos de agujas que garantiza una gran precisión a lo largo de la vida de la máquina
- El motor de inducción no requiere de mantenimiento y proporciona una potencia máxima incluso utilizando la máxima capacidad de la máquina
- El sistema de ángulos prefijados facilita el trabajo de ajustar con precisión la anchura, profundidad y ángulo de corte

Anexo I. Planos



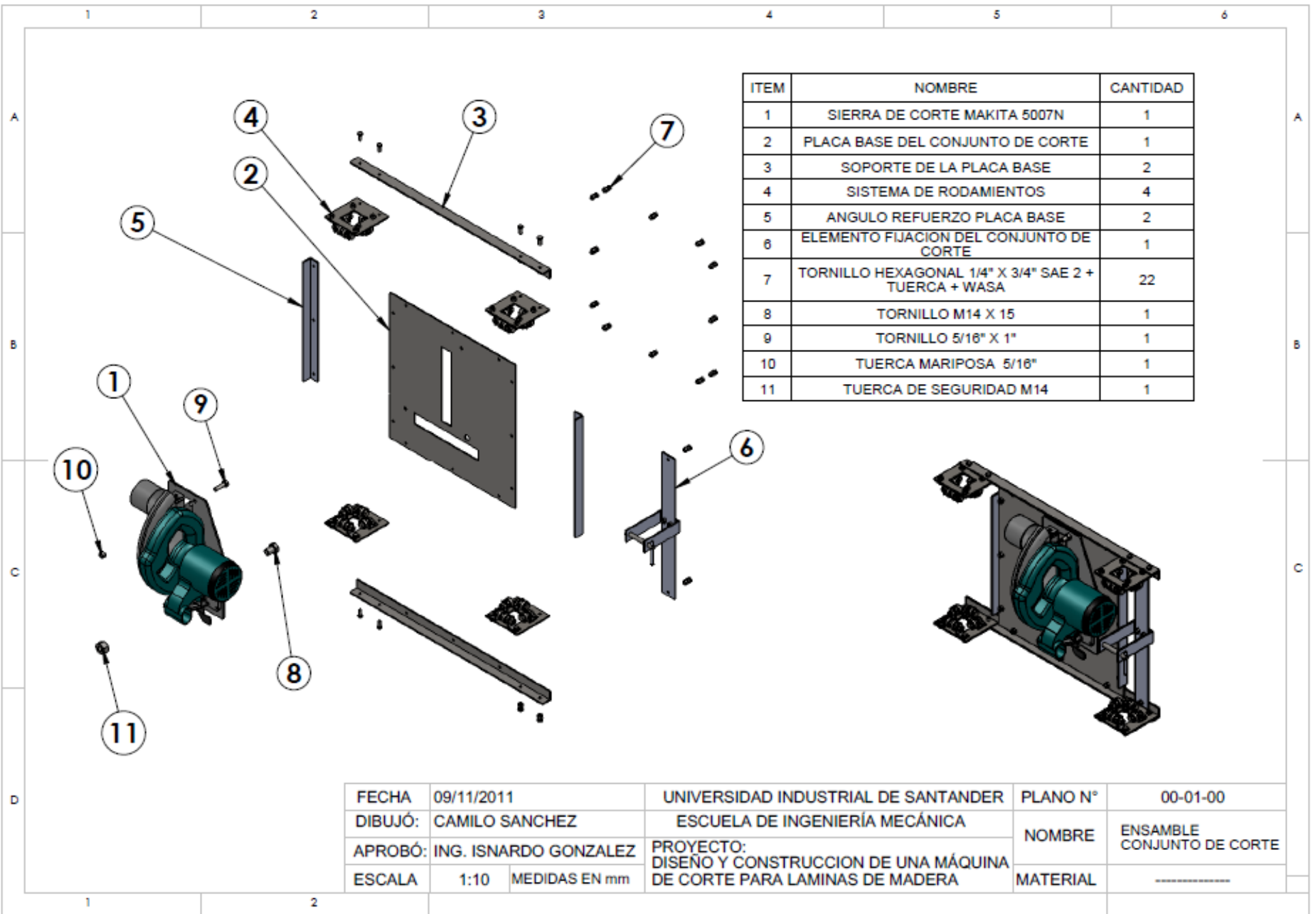
FECHA	09/11/2011	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	PLANO N°	00-00-01
DIBUJÓ:	CAMILO SANCHEZ	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	NOMBRE	ENSAMBLE GENERAL
APROBÓ:	ING. ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO:	MATERIAL	-----
ESCALA	1:20	MEDIDAS EN mm	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA DE CORTE PARA LAMINAS DE MADERA	





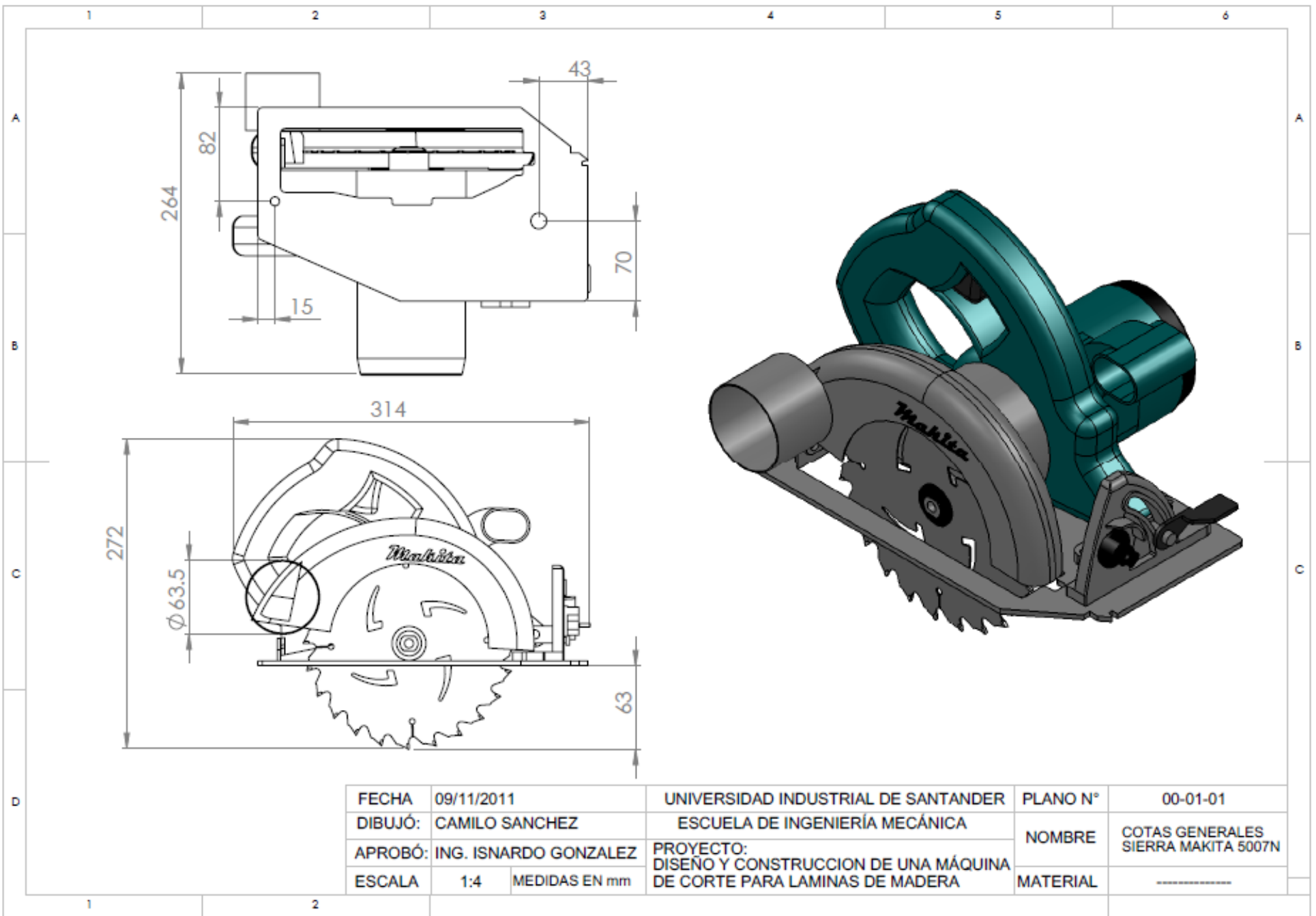
ITEM	NOMBRE
1	CONJUNTO DE CORTE
2	ESTRUCTURA
3	SISTEMA RECOLECCION DE VIRUTA

FECHA	09/11/2011	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	PLANO N°	00-00-03
DIBUJÓ:	CAMILO SANCHEZ	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	NOMBRE	EXPLOSION ENSAMBLE GENERAL
APROBÓ:	ING. ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO: DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA DE CORTE PARA LAMINAS DE MADERA	MATERIAL	-----
ESCALA	1:20 MEDIDAS EN mm			

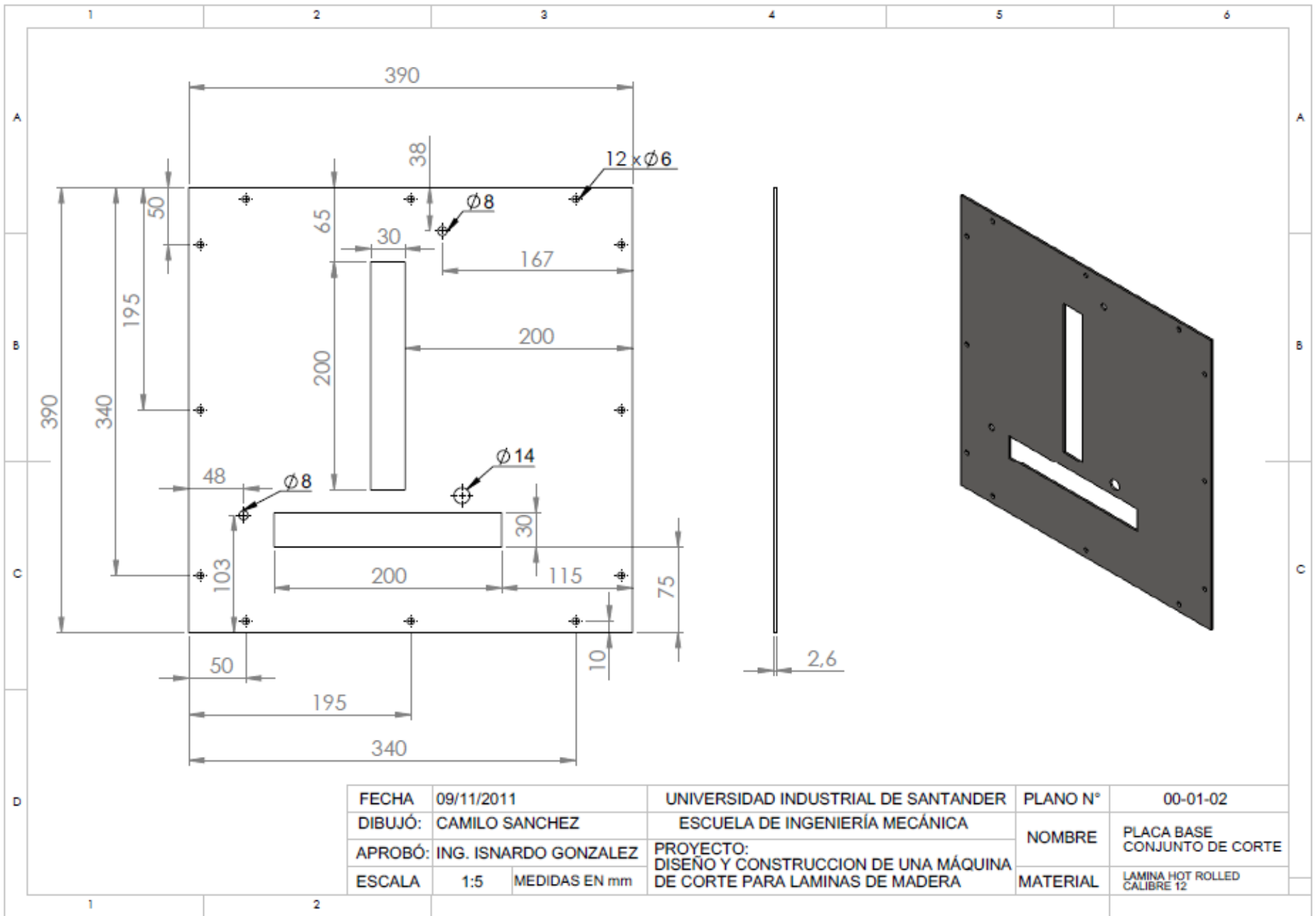


ITEM	NOMBRE	CANTIDAD
1	SIERRA DE CORTE MAKITA 5007N	1
2	PLACA BASE DEL CONJUNTO DE CORTE	1
3	SOPORTE DE LA PLACA BASE	2
4	SISTEMA DE RODAMIENTOS	4
5	ANGULO REFUERZO PLACA BASE	2
6	ELEMENTO FIJACION DEL CONJUNTO DE CORTE	1
7	TORNILLO HEXAGONAL 1/4" X 3/4" SAE 2 + TUERCA + WASA	22
8	TORNILLO M14 X 15	1
9	TORNILLO 5/16" X 1"	1
10	TUERCA MARIPOSA 5/16"	1
11	TUERCA DE SEGURIDAD M14	1

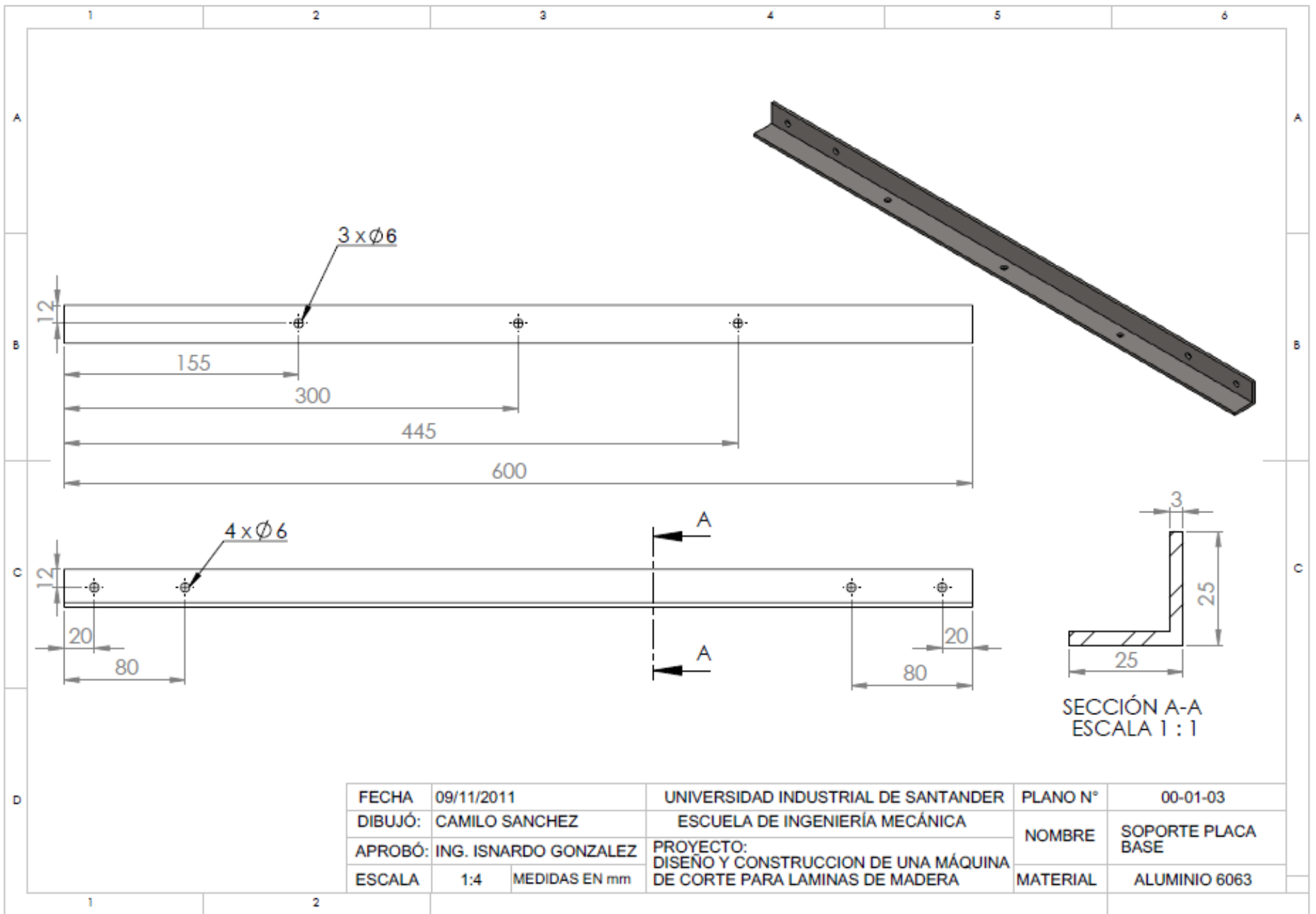
FECHA	09/11/2011	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	PLANO N°	00-01-00
DIBUJÓ:	CAMILO SANCHEZ	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	NOMBRE	ENSAMBLE CONJUNTO DE CORTE
APROBÓ:	ING. ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO:	MATERIAL	-----
ESCALA	1:10 MEDIDAS EN mm	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA DE CORTE PARA LAMINAS DE MADERA		

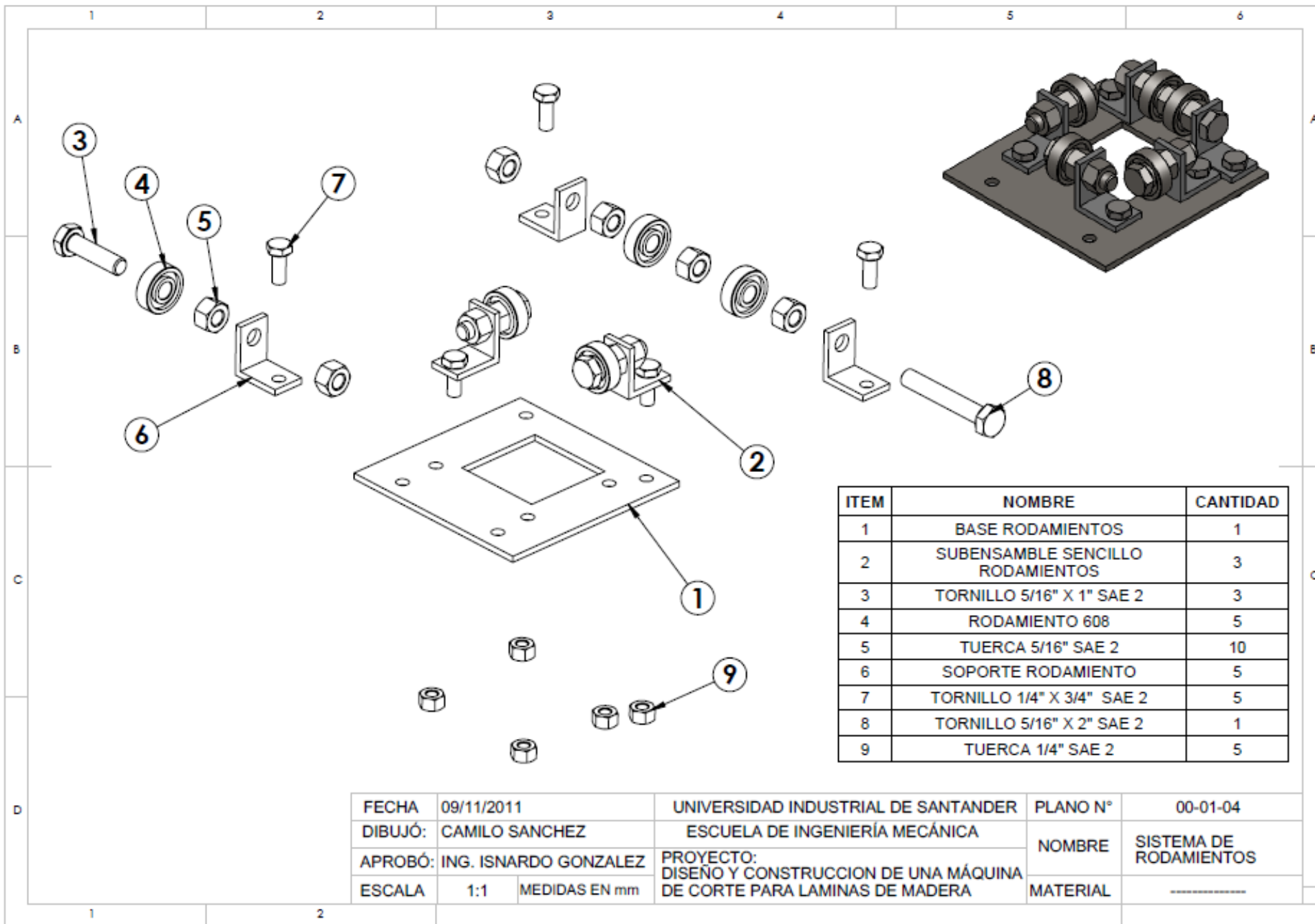


FECHA	09/11/2011	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	PLANO N°	00-01-01
DIBUJÓ:	CAMILO SANCHEZ	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	NOMBRE	COTAS GENERALES SIERRA MAKITA 5007N
APROBÓ:	ING. ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO: DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA DE CORTE PARA LAMINAS DE MADERA	MATERIAL	-----
ESCALA	1:4	MEDIDAS EN mm		



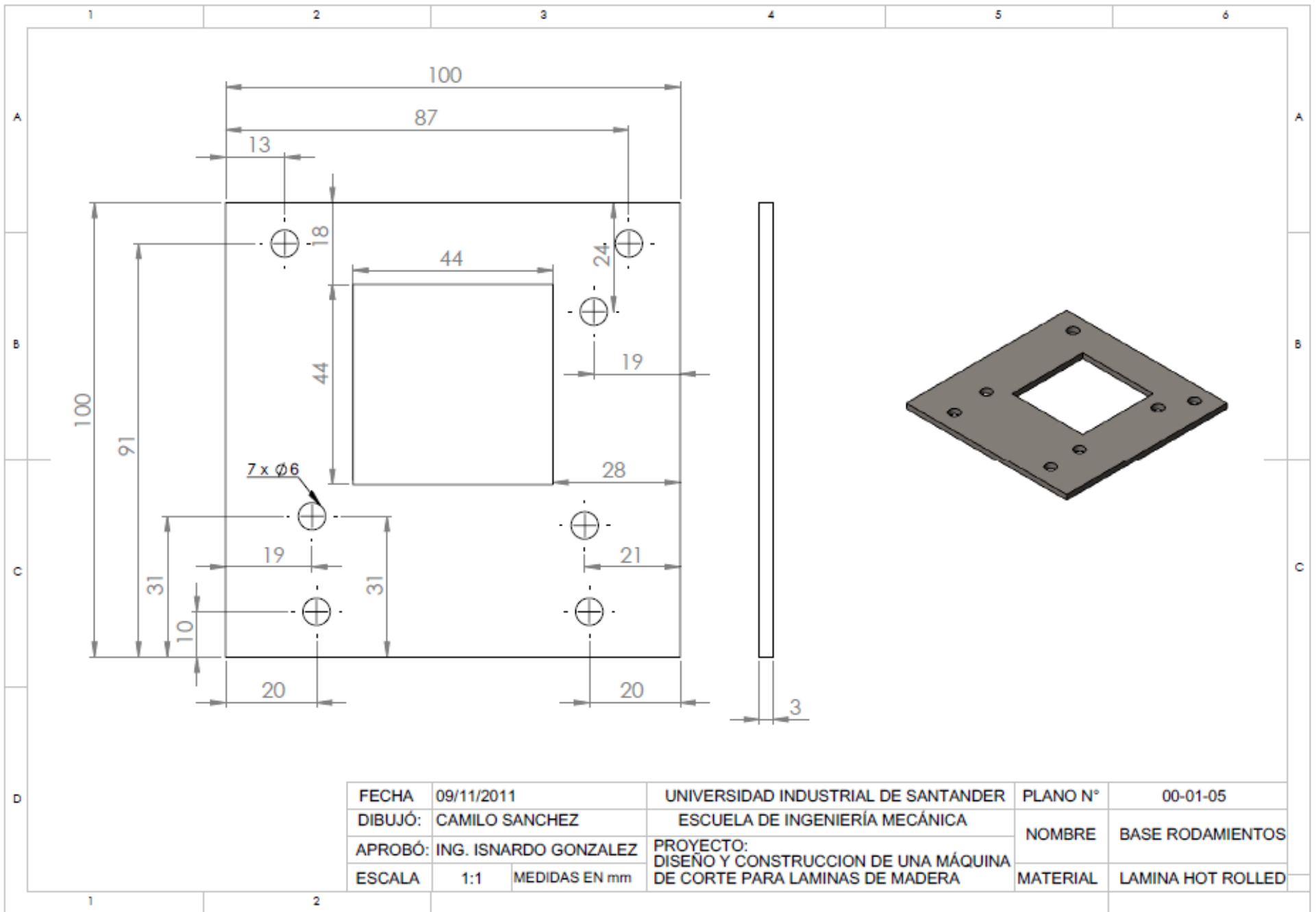
FECHA	09/11/2011	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	PLANO N°	00-01-02
DIBUJÓ:	CAMILO SANCHEZ	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	NOMBRE	PLACA BASE CONJUNTO DE CORTE
APROBÓ:	ING. ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO: DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA DE CORTE PARA LAMINAS DE MADERA	MATERIAL	LAMINA HOT ROLLED CALIBRE 12
ESCALA	1:5		MEDIDAS EN mm	

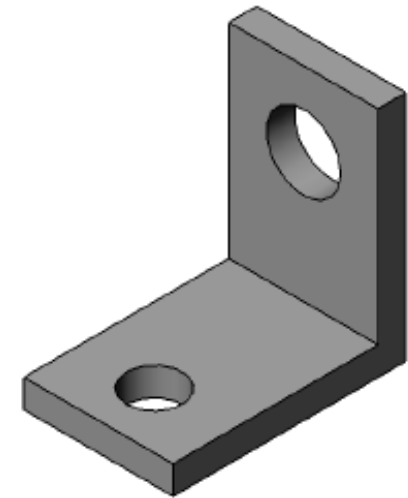
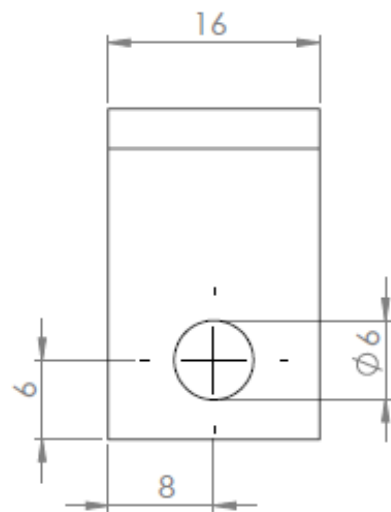
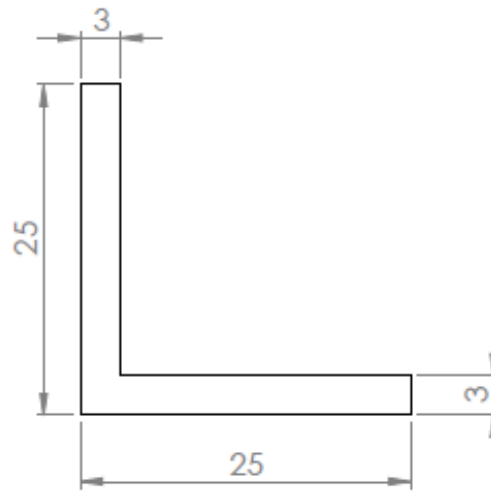
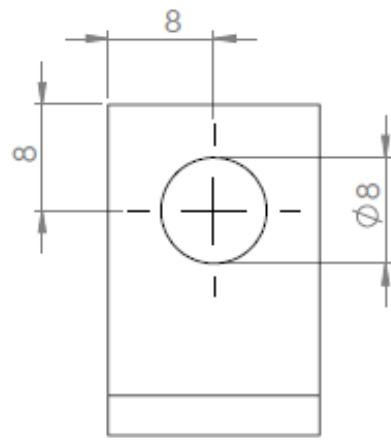




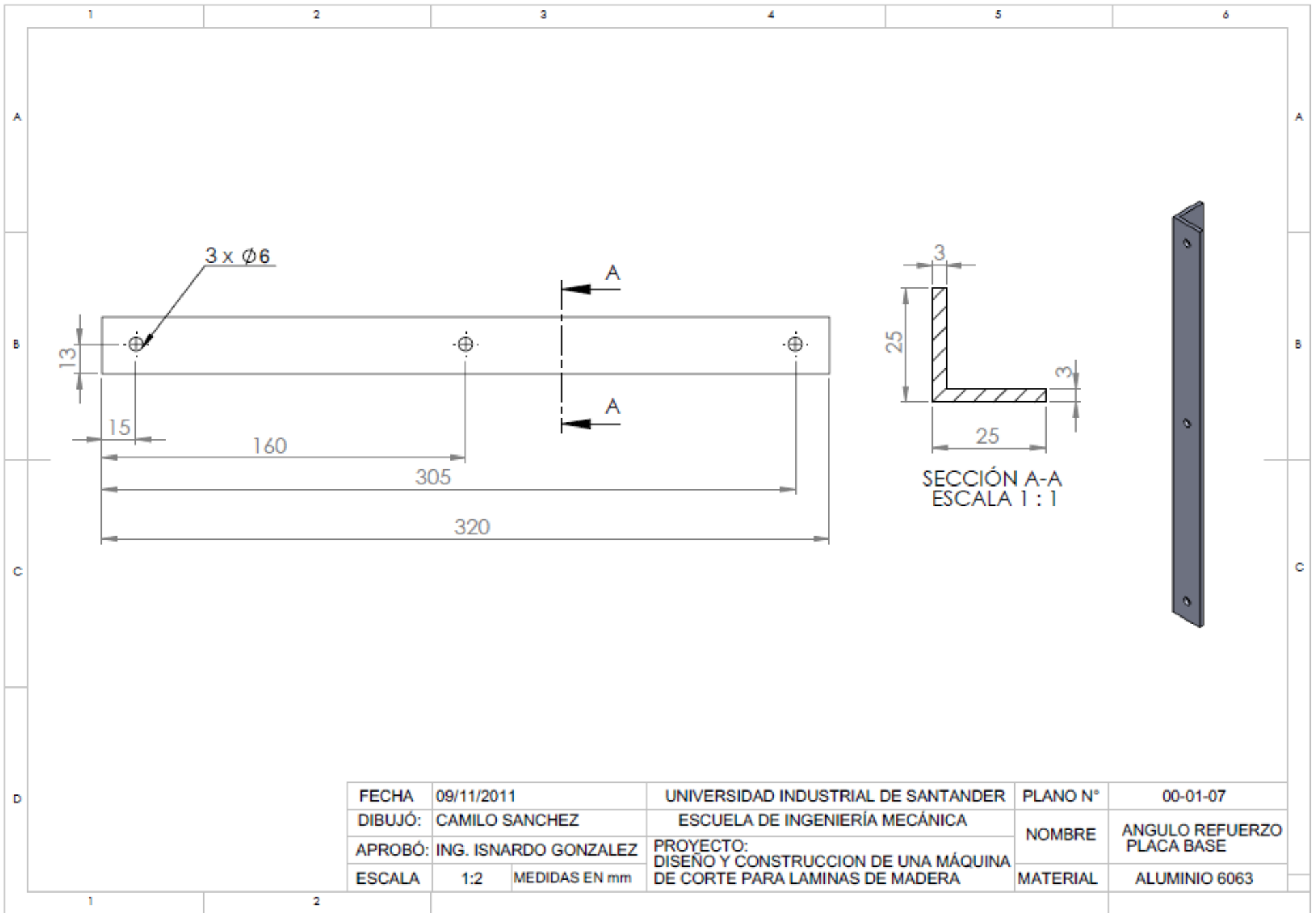
ITEM	NOMBRE	CANTIDAD
1	BASE RODAMIENTOS	1
2	SUBENSAMBLE SENCILLO RODAMIENTOS	3
3	TORNILLO 5/16" X 1" SAE 2	3
4	RODAMIENTO 608	5
5	TUERCA 5/16" SAE 2	10
6	SOPORTE RODAMIENTO	5
7	TORNILLO 1/4" X 3/4" SAE 2	5
8	TORNILLO 5/16" X 2" SAE 2	1
9	TUERCA 1/4" SAE 2	5

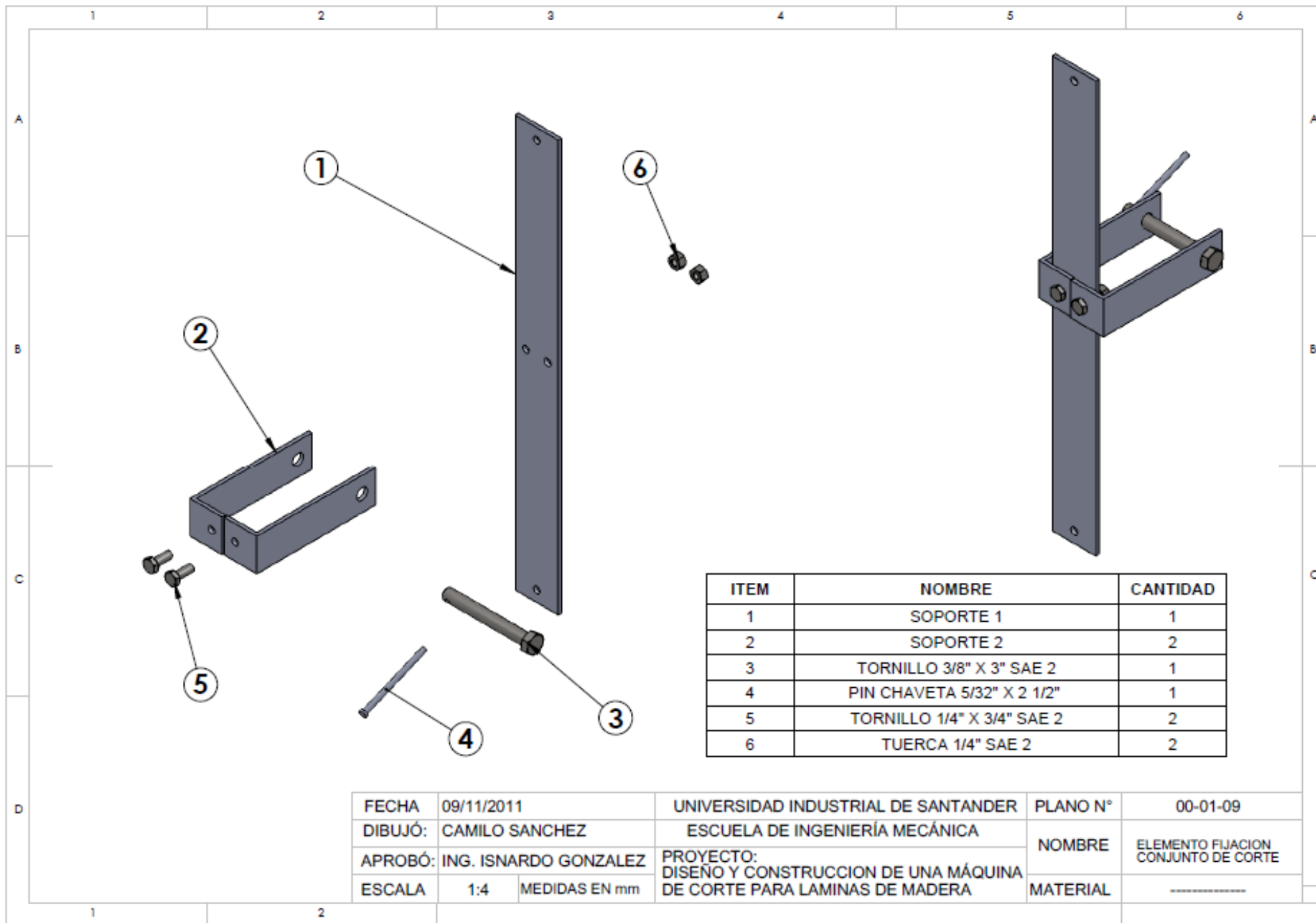
FECHA	09/11/2011	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	PLANO N°	00-01-04
DIBUJÓ:	CAMILO SANCHEZ	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	NOMBRE	SISTEMA DE RODAMIENTOS
APROBÓ:	ING. ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO: DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA DE CORTE PARA LAMINAS DE MADERA		
ESCALA	1:1	MEDIDAS EN mm	MATERIAL	-----





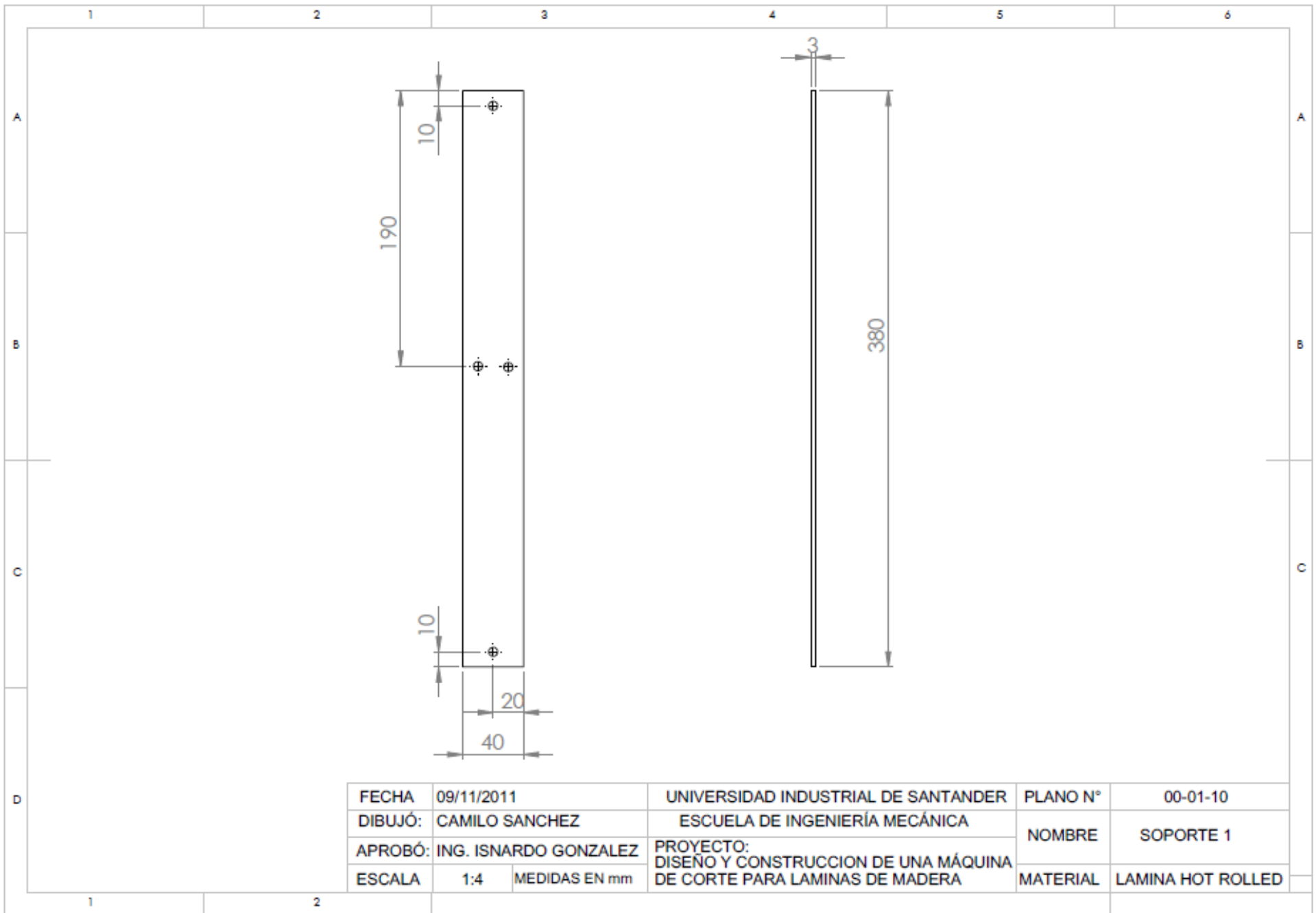
FECHA	09/11/2011	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	PLANO N°	00-01-06
DIBUJÓ:	CAMILO SANCHEZ	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	NOMBRE	SOPORTE RODAMIENTOS
APROBÓ:	ING. ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO: DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA DE CORTE PARA LAMINAS DE MADERA	MATERIAL	ALUMINIO 6063
ESCALA	2:1	MEDIDAS EN mm		

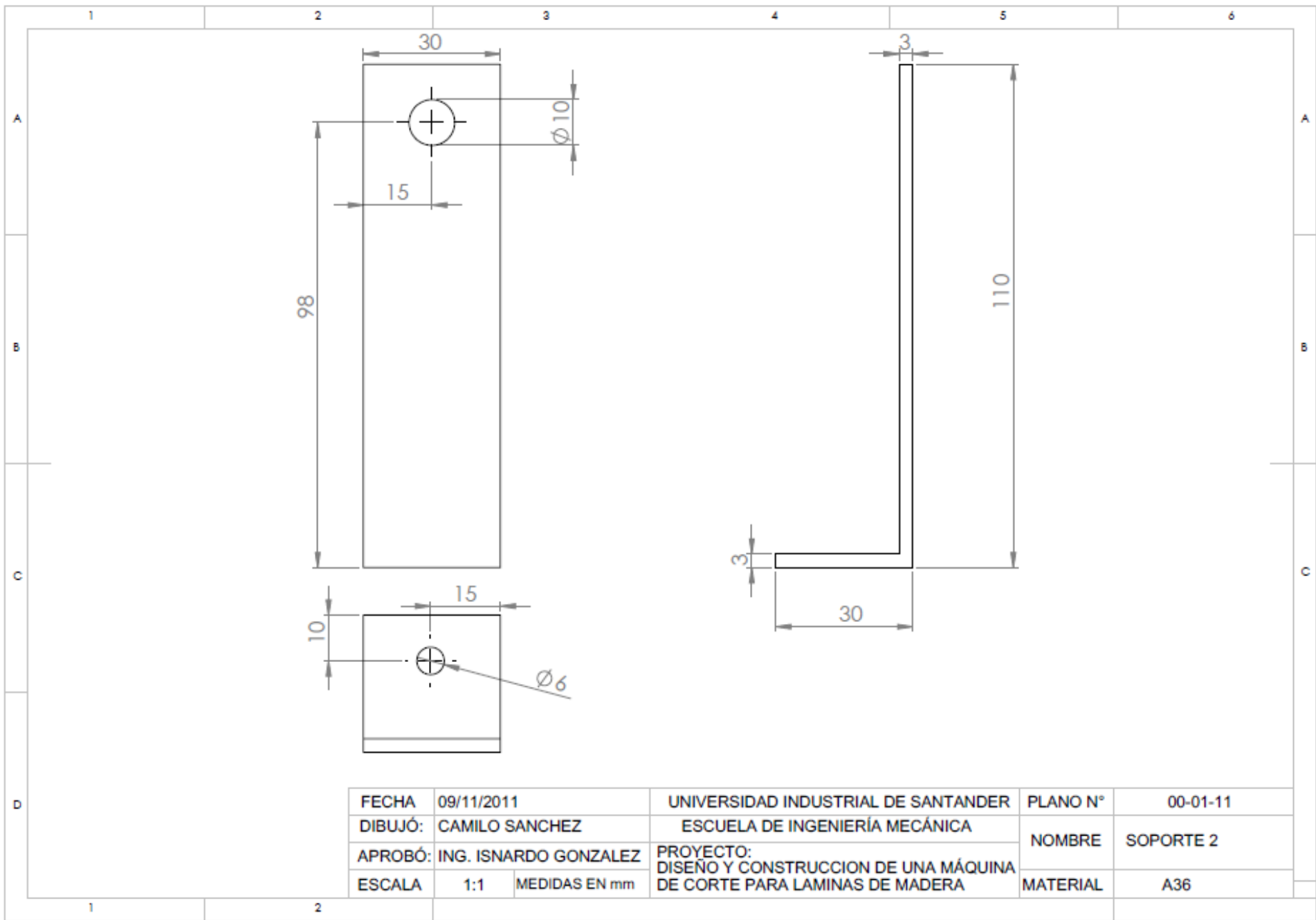




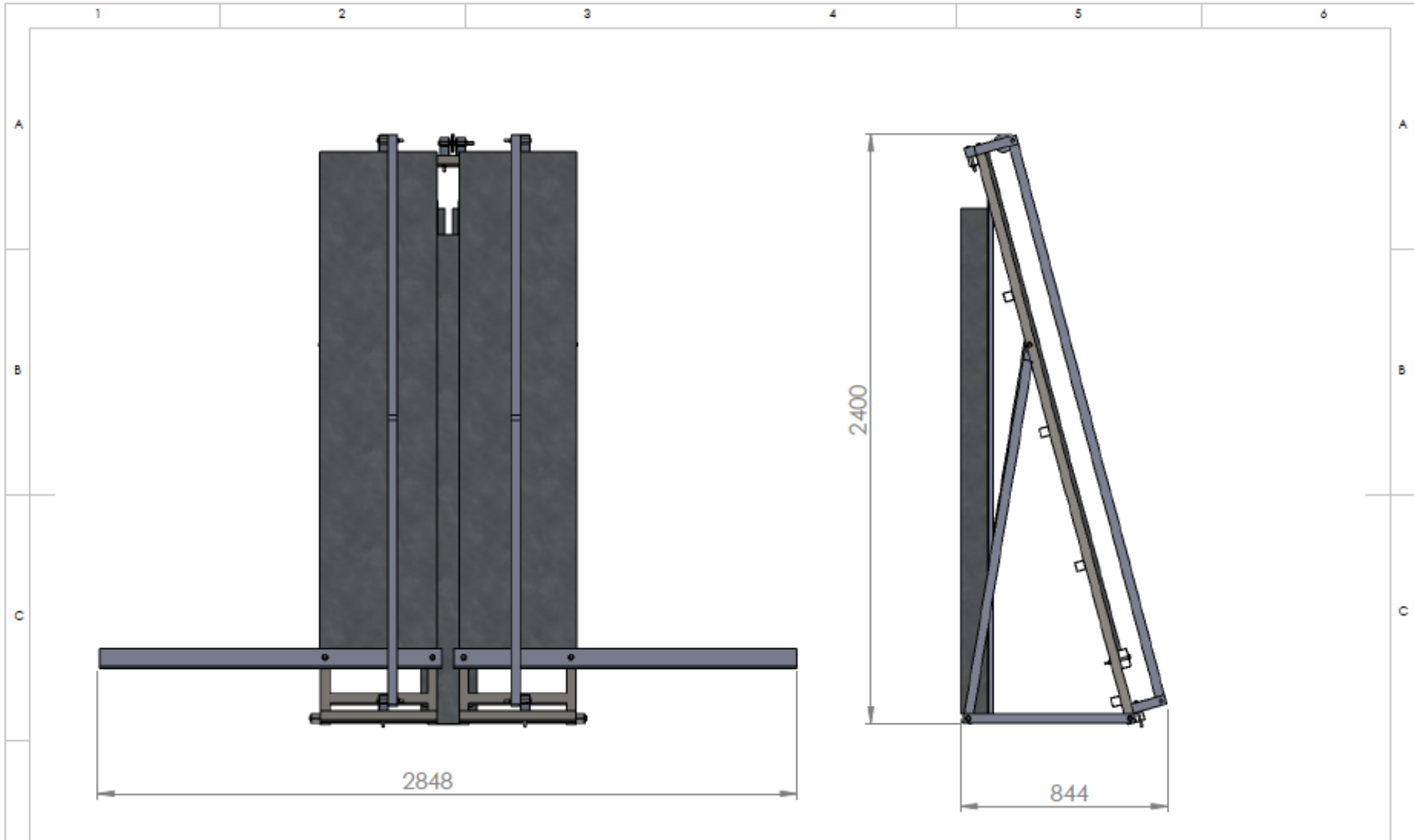
ITEM	NOMBRE	CANTIDAD
1	SOPORTE 1	1
2	SOPORTE 2	2
3	TORNILLO 3/8" X 3" SAE 2	1
4	PIN CHAVETA 5/32" X 2 1/2"	1
5	TORNILLO 1/4" X 3/4" SAE 2	2
6	TUERCA 1/4" SAE 2	2

FECHA	09/11/2011	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	PLANO N°	00-01-09
DIBUJÓ:	CAMILO SANCHEZ	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	NOMBRE	ELEMENTO FIJACION CONJUNTO DE CORTE
APROBÓ:	ING. ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO: DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA DE CORTE PARA LAMINAS DE MADERA	MATERIAL	-----
ESCALA	1:4	MEDIDAS EN mm		

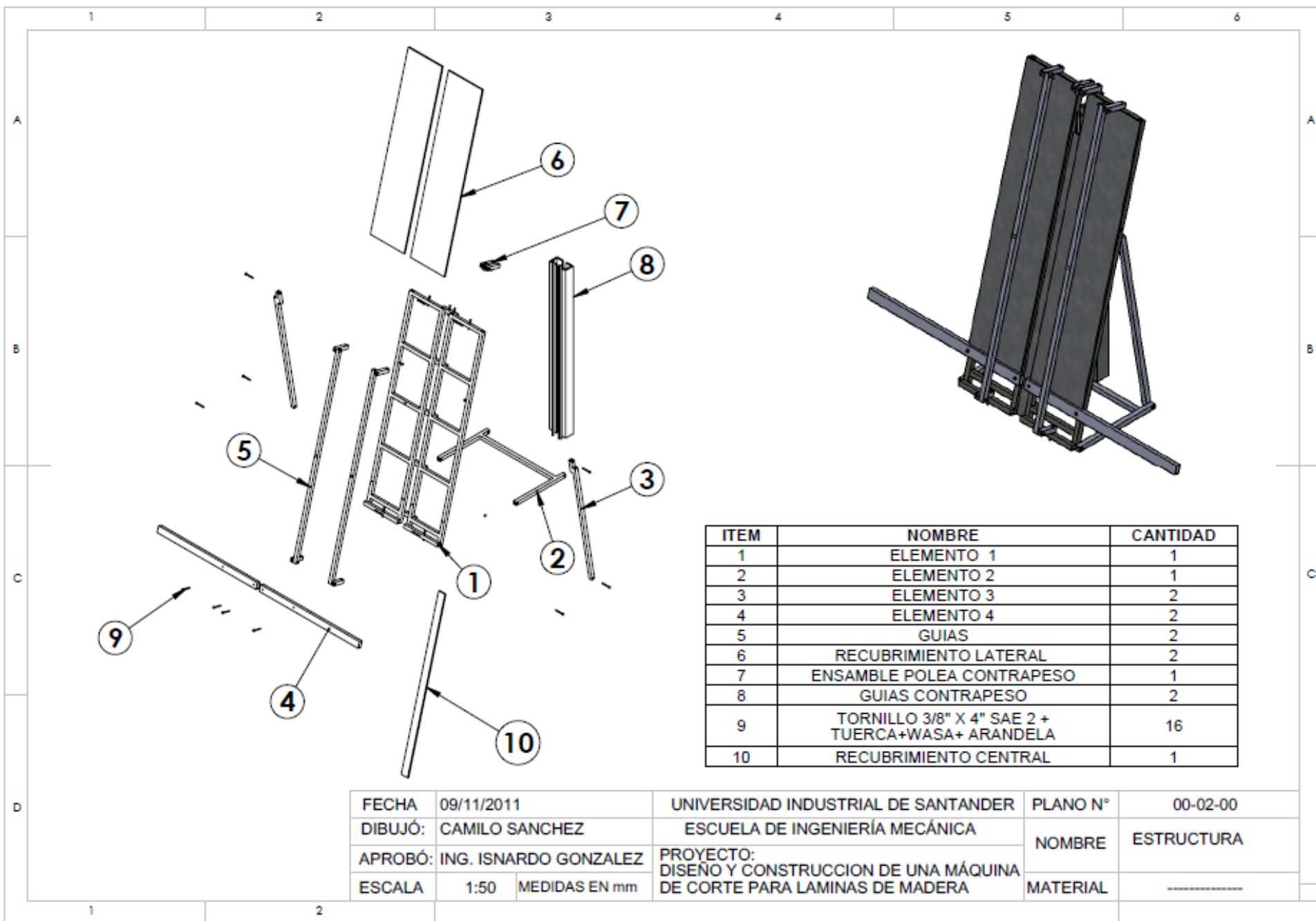




FECHA	09/11/2011	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	PLANO N°	00-01-11
DIBUJÓ:	CAMILO SANCHEZ	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	NOMBRE	SOPORTE 2
APROBÓ:	ING. ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO:	MATERIAL	A36
ESCALA	1:1	MEDIDAS EN mm	DE CORTE PARA LAMINAS DE MADERA	

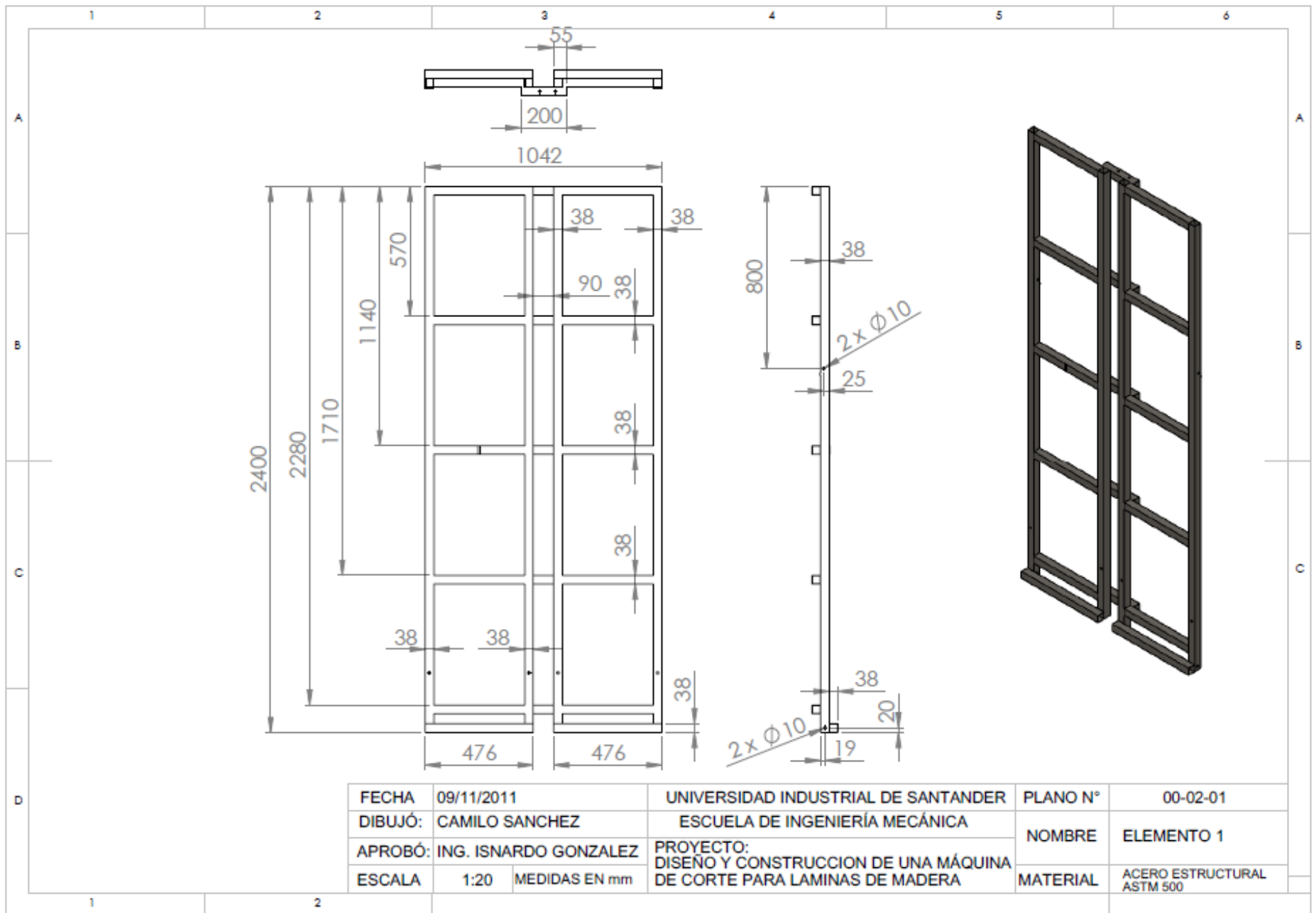


FECHA	09/11/2011	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	PLANO N°	00-02-00
DIBUJÓ:	CAMILO SANCHEZ	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	NOMBRE	ESTRUCTURA COTAS GENERALES
APROBÓ:	ING. ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO: DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA DE CORTE PARA LAMINAS DE MADERA	MATERIAL	-----
ESCALA	1:20		MEDIDAS EN mm	

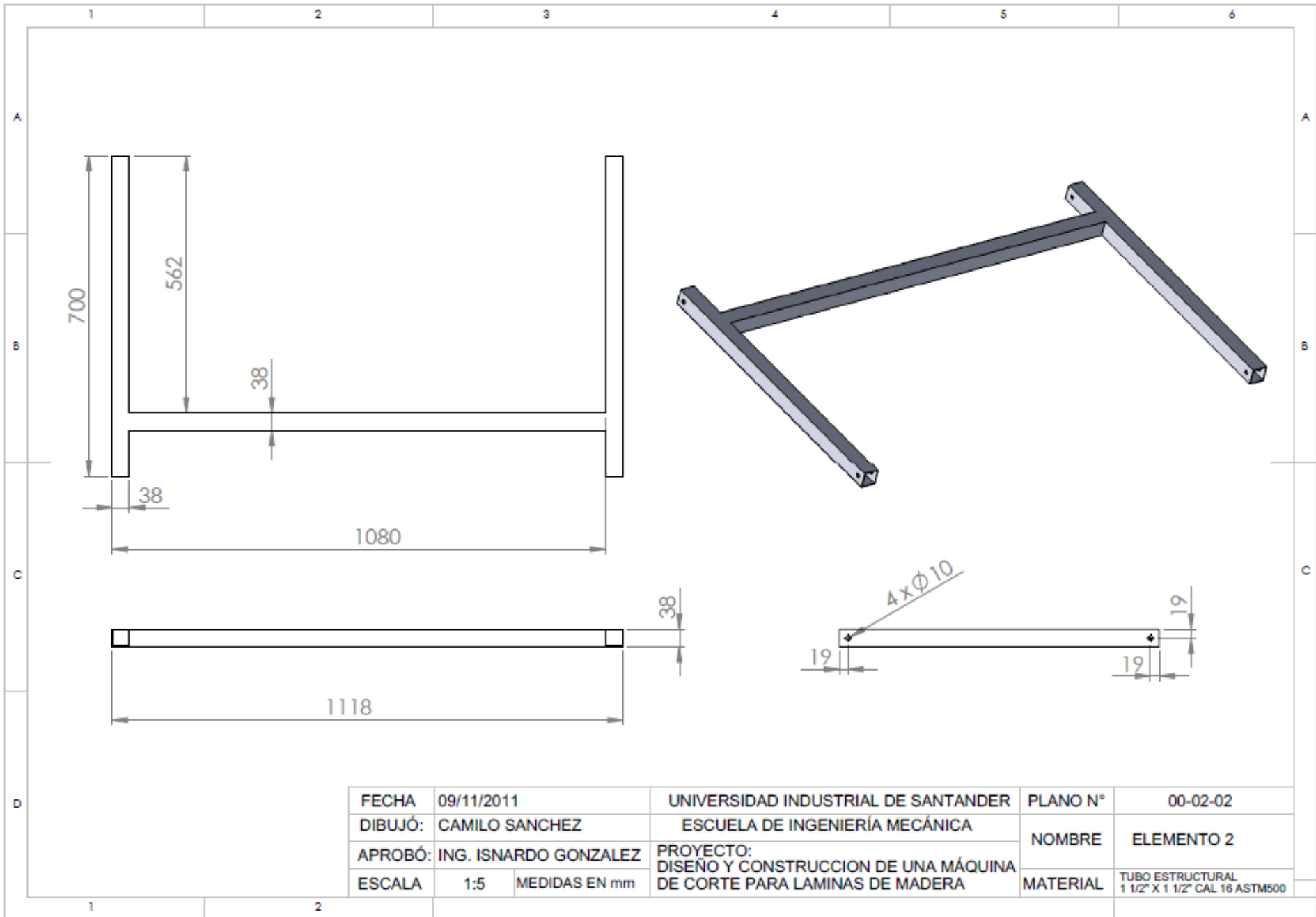


ITEM	NOMBRE	CANTIDAD
1	ELEMENTO 1	1
2	ELEMENTO 2	1
3	ELEMENTO 3	2
4	ELEMENTO 4	2
5	GUIAS	2
6	RECUBRIMIENTO LATERAL	2
7	ENSAMBLE POLEA CONTRAPESO	1
8	GUIAS CONTRAPESO	2
9	TORNILLO 3/8" X 4" SAE 2 + TUERCA+WASA+ ARANDELA	16
10	RECUBRIMIENTO CENTRAL	1

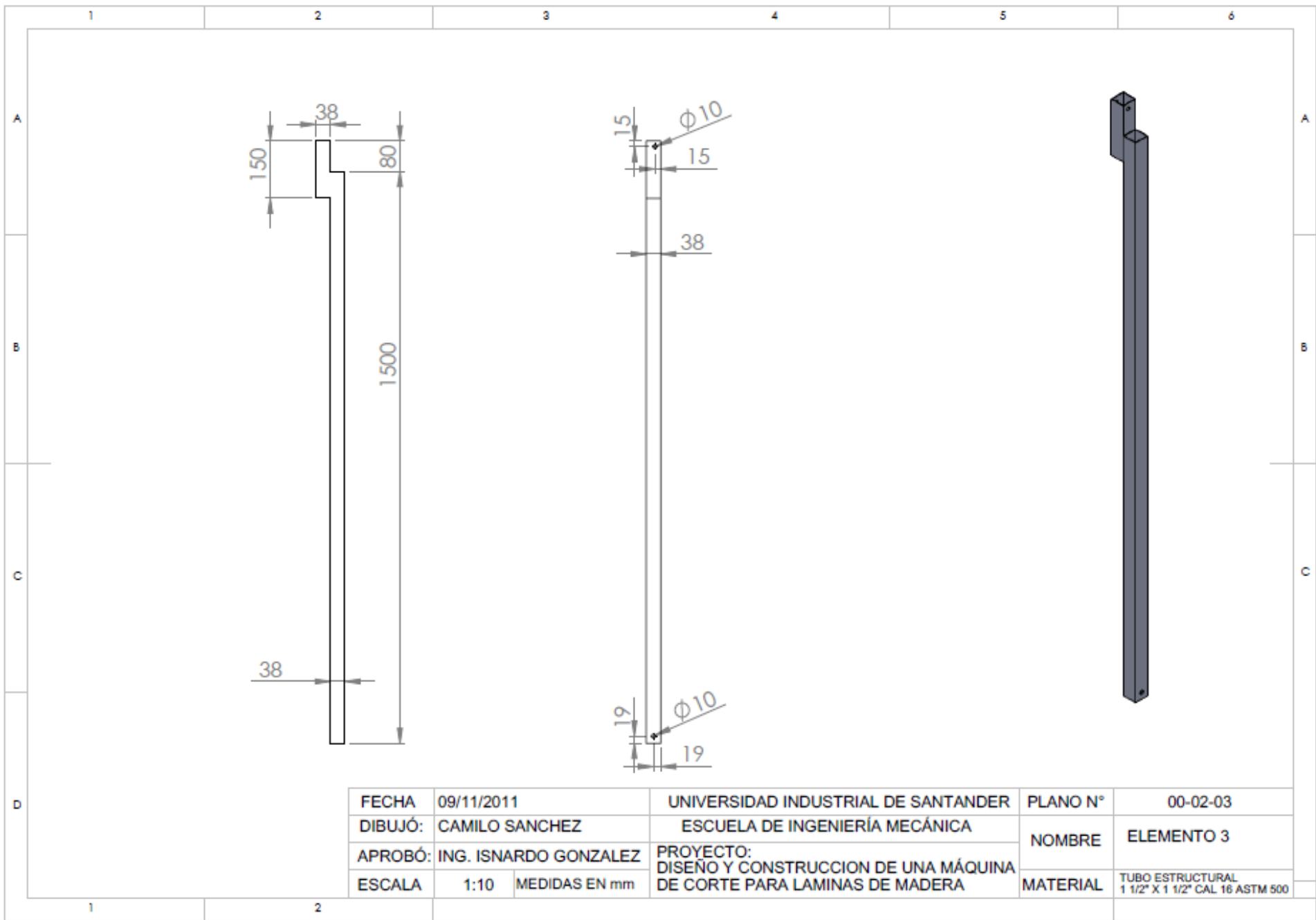
FECHA	09/11/2011	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	PLANO N°	00-02-00
DIBUJÓ:	CAMILO SANCHEZ	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	NOMBRE	ESTRUCTURA
APROBÓ:	ING. ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO: DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA DE CORTE PARA LAMINAS DE MADERA	MATERIAL	-----
ESCALA	1:50	MEDIDAS EN mm		



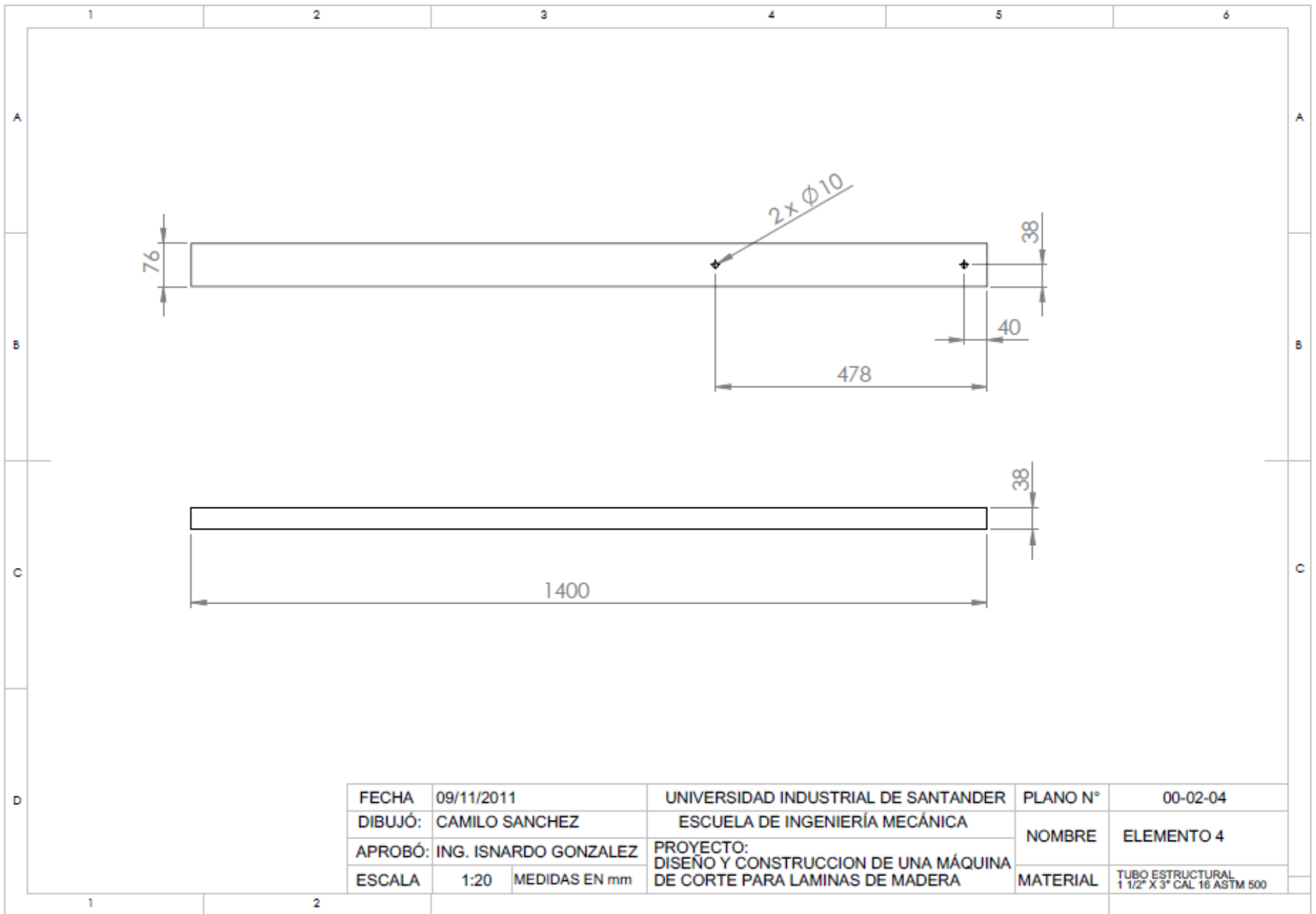
FECHA	09/11/2011	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	PLANO N°	00-02-01
DIBUJÓ:	CAMILO SANCHEZ	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	NOMBRE	ELEMENTO 1
APROBÓ:	ING. ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO:	MATERIAL	ACERO ESTRUCTURAL ASTM 500
ESCALA	1:20 MEDIDAS EN mm	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA DE CORTE PARA LAMINAS DE MADERA		

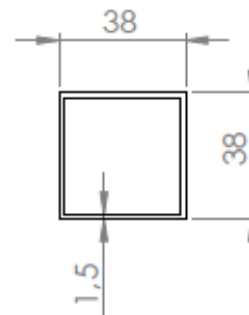
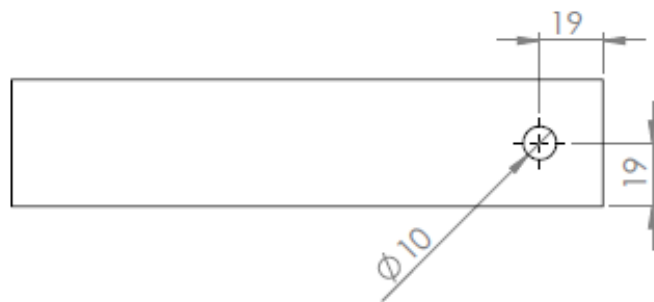
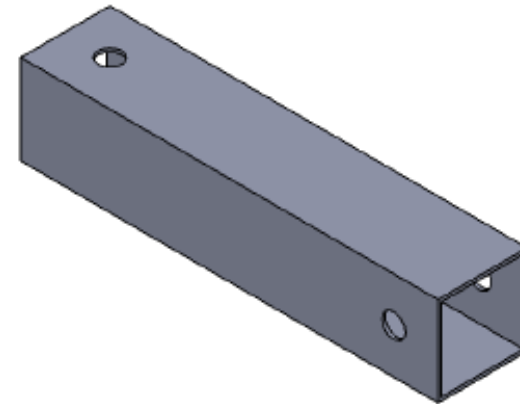
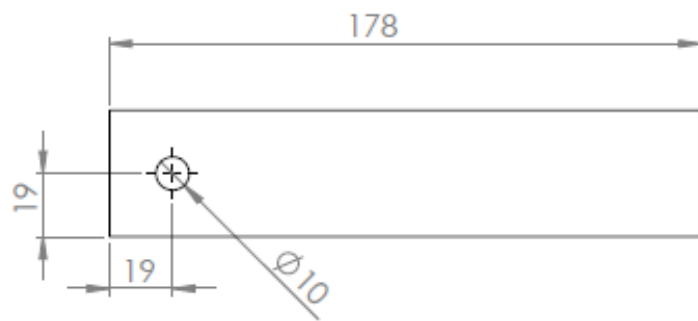


FECHA	09/11/2011	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	PLANO N°	00-02-02
DIBUJÓ:	CAMILO SANCHEZ	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	NOMBRE	ELEMENTO 2
APROBÓ:	ING. ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO: DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA DE CORTE PARA LAMINAS DE MADERA	MATERIAL	TUBO ESTRUCTURAL 1 1/2" X 1 1/2" CAL 16 ASTM500
ESCALA	1:5	MEDIDAS EN mm		

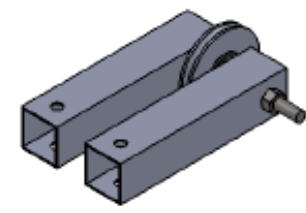
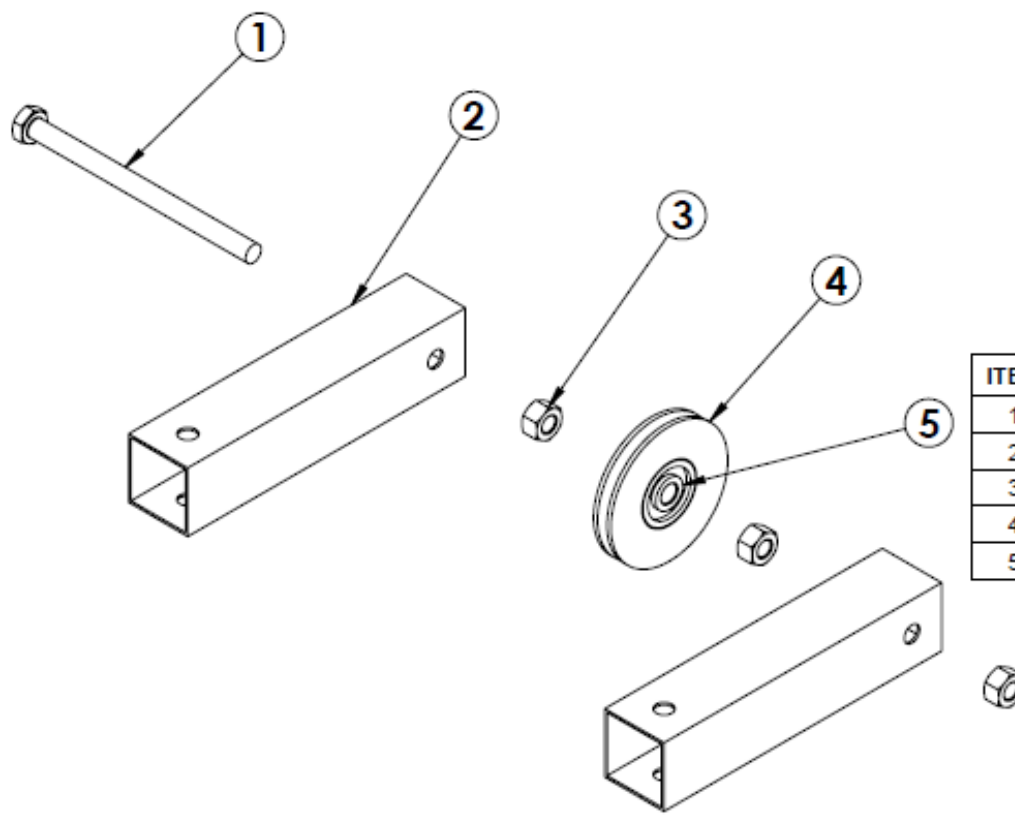


FECHA	09/11/2011	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	PLANO N°	00-02-03
DIBUJÓ:	CAMILO SANCHEZ	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	NOMBRE	ELEMENTO 3
APROBÓ:	ING. ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO: DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA DE CORTE PARA LAMINAS DE MADERA	MATERIAL	TUBO ESTRUCTURAL 1 1/2" X 1 1/2" CAL 16 ASTM 500
ESCALA	1:10	MEDIDAS EN mm		



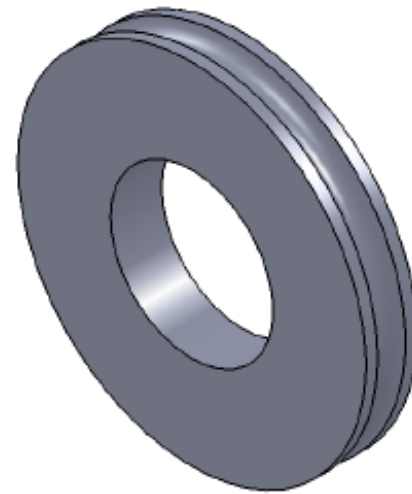
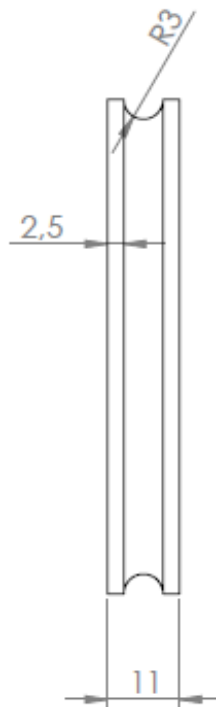
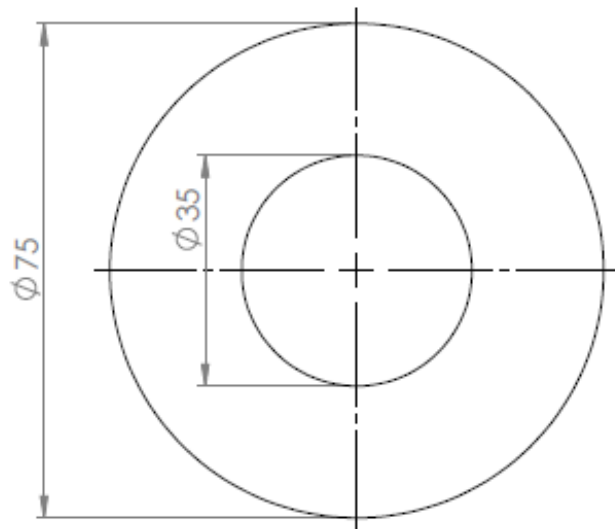


FECHA	09/11/2011	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	PLANO N°	00-02-05
DIBUJÓ:	CAMILO SANCHEZ	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	NOMBRE	SOPORTE GUIAS Y POLEA
APROBÓ:	ING. ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO: DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA DE CORTE PARA LAMINAS DE MADERA	MATERIAL	TUBO ESTRUCTURAL 1 1/2" X 1 1/2" CAL 16 ASTM 500
ESCALA	1:1 MEDIDAS EN mm			

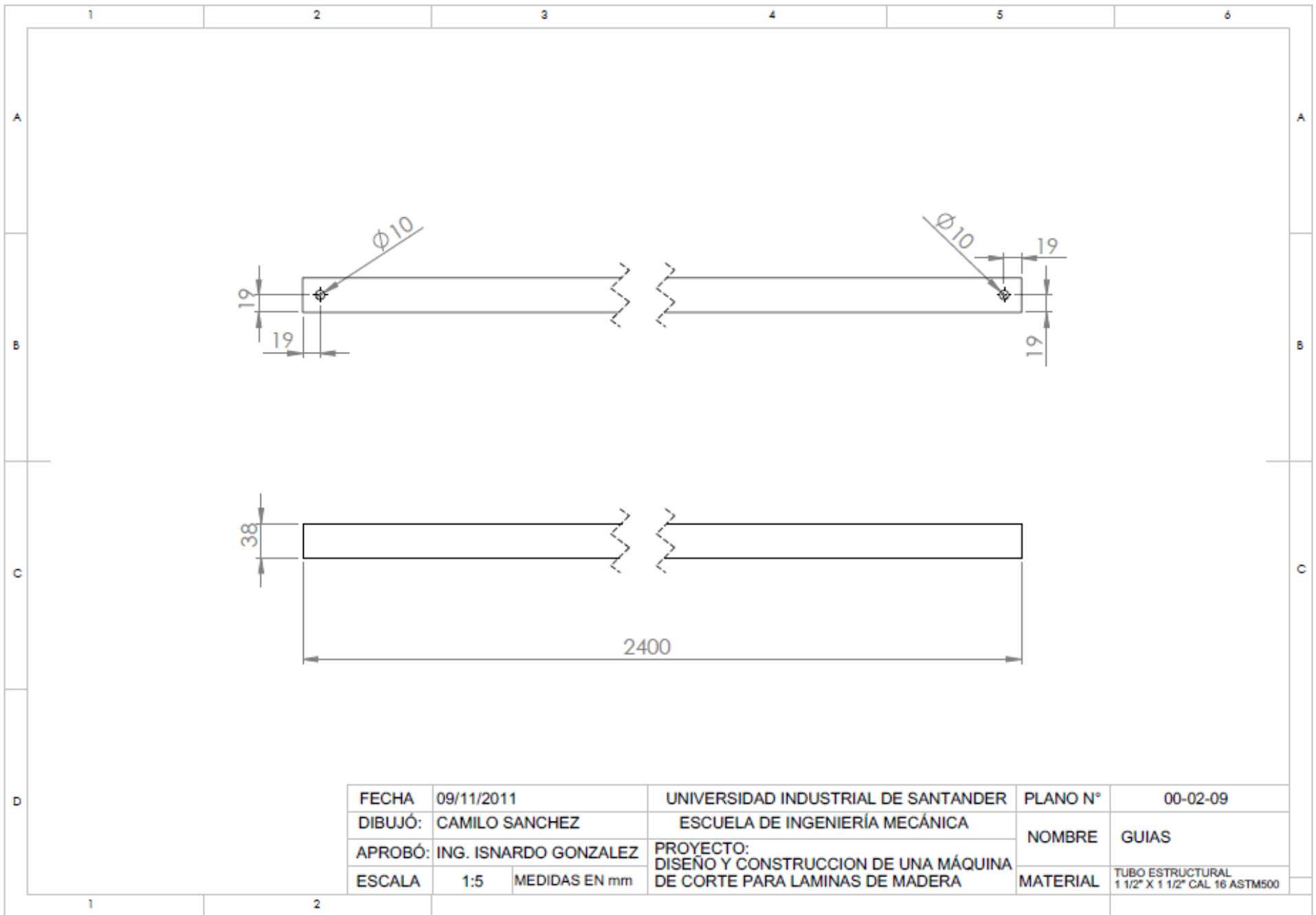


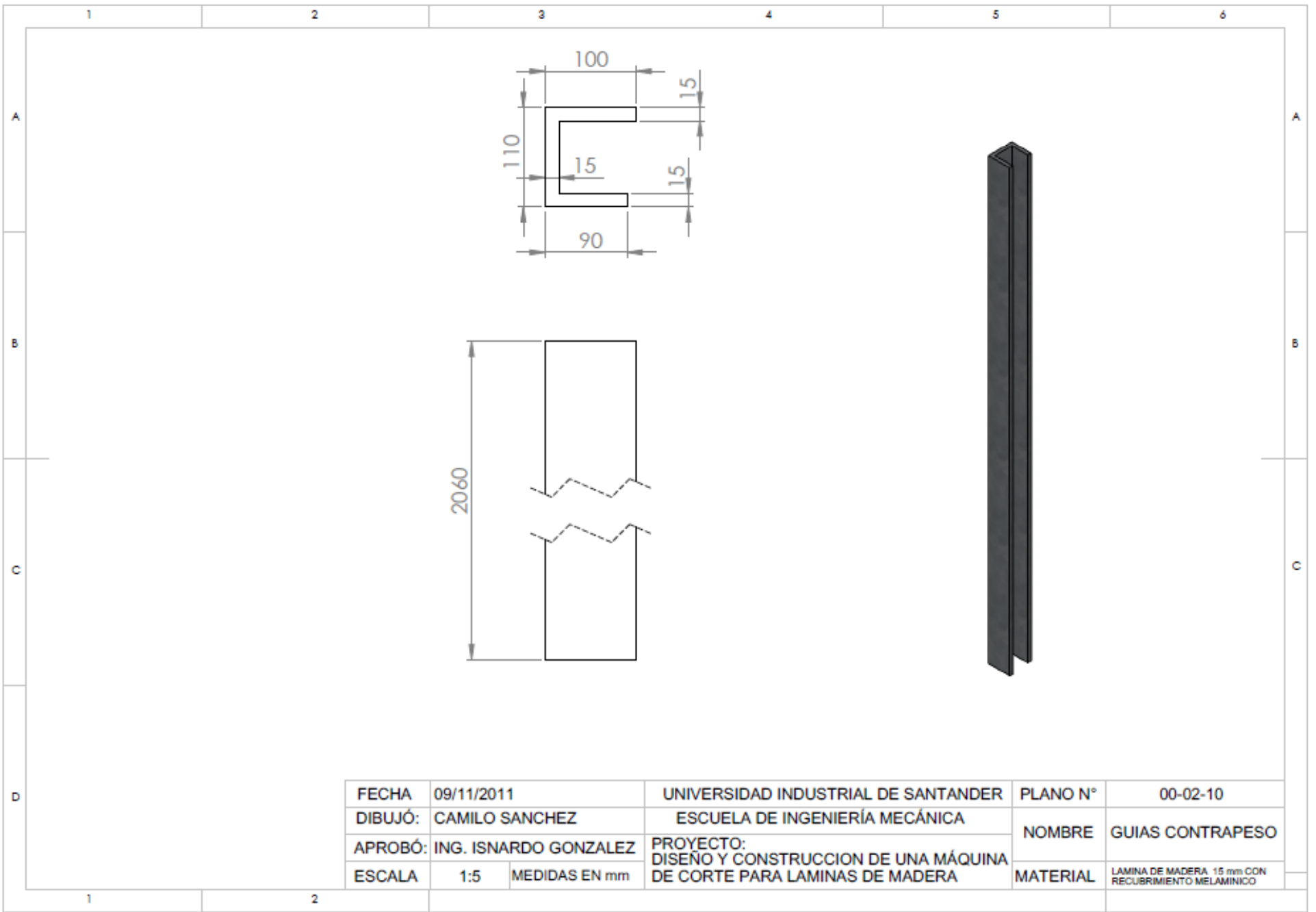
ITEM	NOMBRE	CANTIDAD
1	TORNILLO 3/8" X 5" SAE 2	1
2	SOPORTE GUIAS Y POLEA	2
3	TUERCA 3/8" SAE 2	3
4	POLEA	1
5	RODAMIENTO 6300	1

FECHA	09/11/2011	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	PLANO N°	00-02-06
DIBUJÓ:	CAMILO SANCHEZ	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	NOMBRE	ENSAMBLE POLEA
APROBÓ:	ING. ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO: DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA DE CORTE PARA LAMINAS DE MADERA	MATERIAL	*****
ESCALA	1:5	MEDIDAS EN mm		

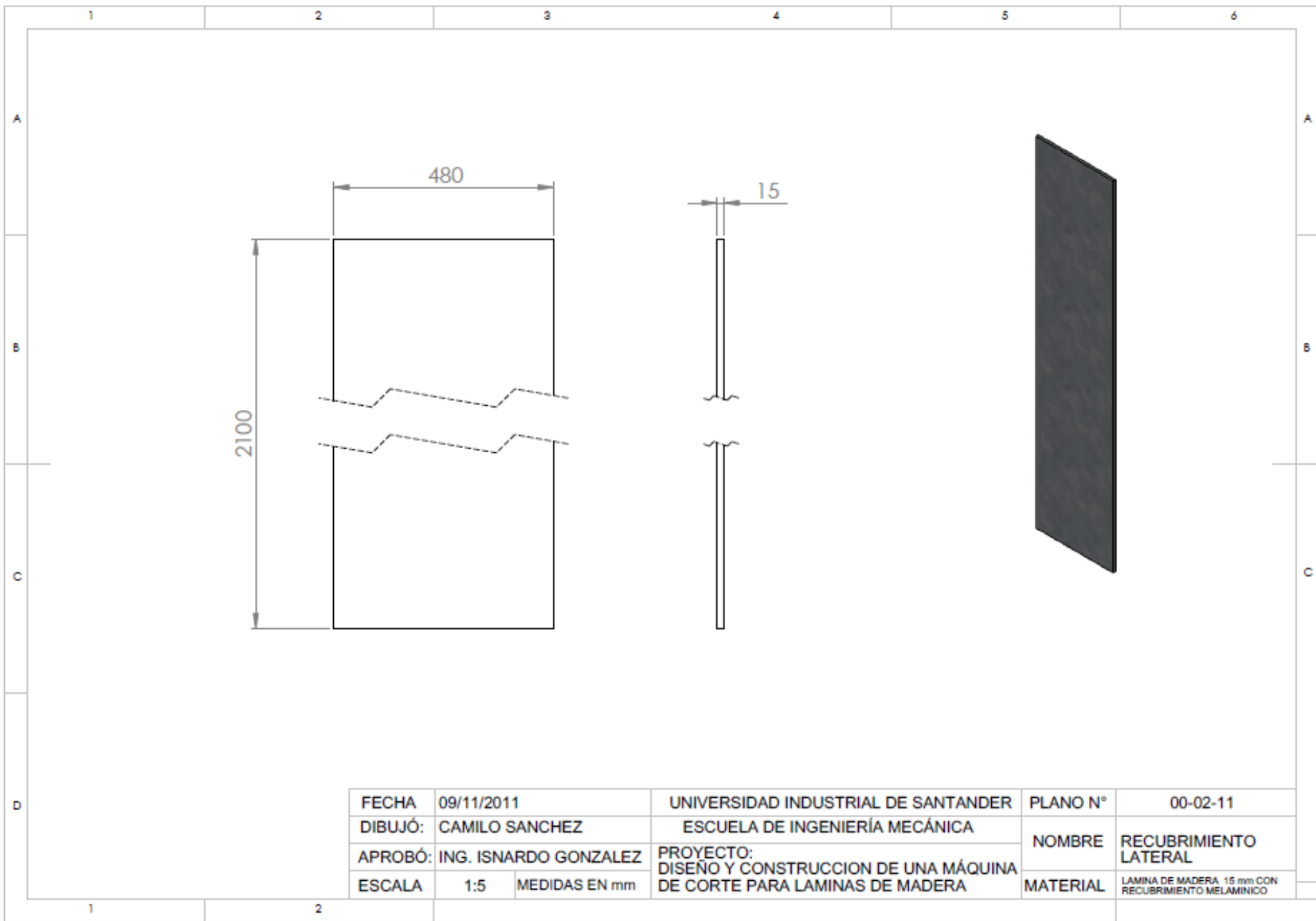


FECHA	09/11/2011	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	PLANO N°	00-02-08
DIBUJÓ:	CAMILO SANCHEZ	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	NOMBRE	POLEA
APROBÓ:	ING. ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO: DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA DE CORTE PARA LAMINAS DE MADERA	MATERIAL	AISI 1045
ESCALA	1:2	MEDIDAS EN mm		

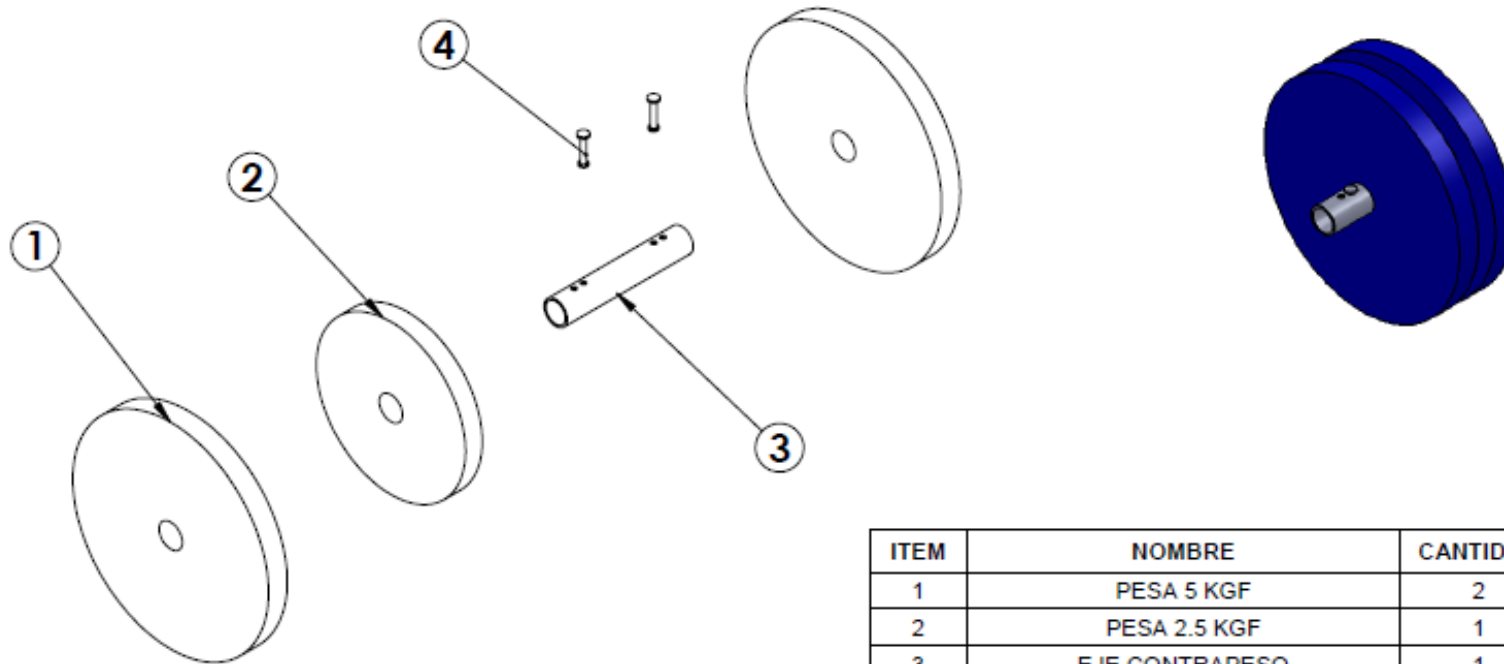




FECHA	09/11/2011	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	PLANO N°	00-02-10
DIBUJÓ:	CAMILO SANCHEZ	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	NOMBRE	GUIAS CONTRAPESO
APROBÓ:	ING. ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO: DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA DE CORTE PARA LAMINAS DE MADERA	MATERIAL	LAMINA DE MADERA 15 mm CON RECUBRIMIENTO MELAMINICO
ESCALA	1:5	MEDIDAS EN mm		

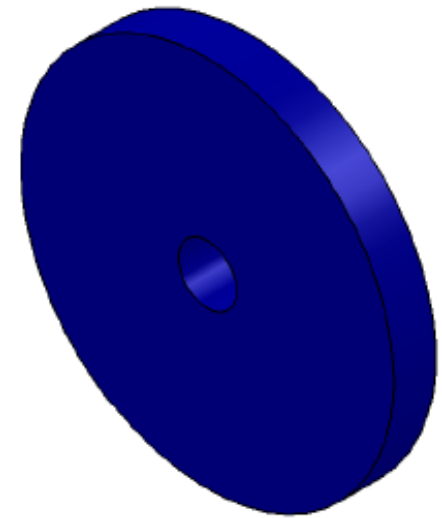
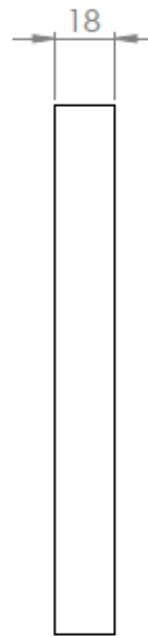
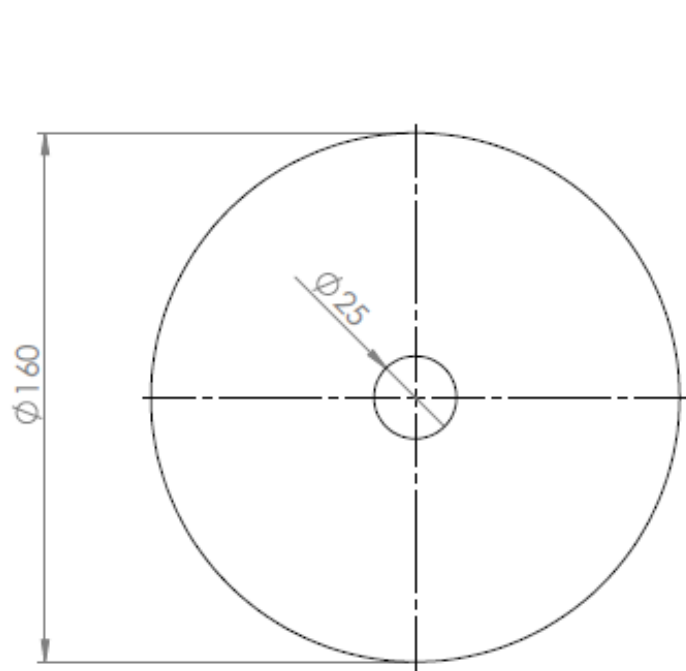


FECHA	09/11/2011	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	PLANO N°	00-02-11
DIBUJÓ:	CAMILO SANCHEZ	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	NOMBRE	RECUBRIMIENTO LATERAL
APROBÓ:	ING. ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO: DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA DE CORTE PARA LAMINAS DE MADERA	MATERIAL	LAMINA DE MADERA 15 mm CON RECUBRIMIENTO MELAMINICO
ESCALA	1:5		MEDIDAS EN mm	

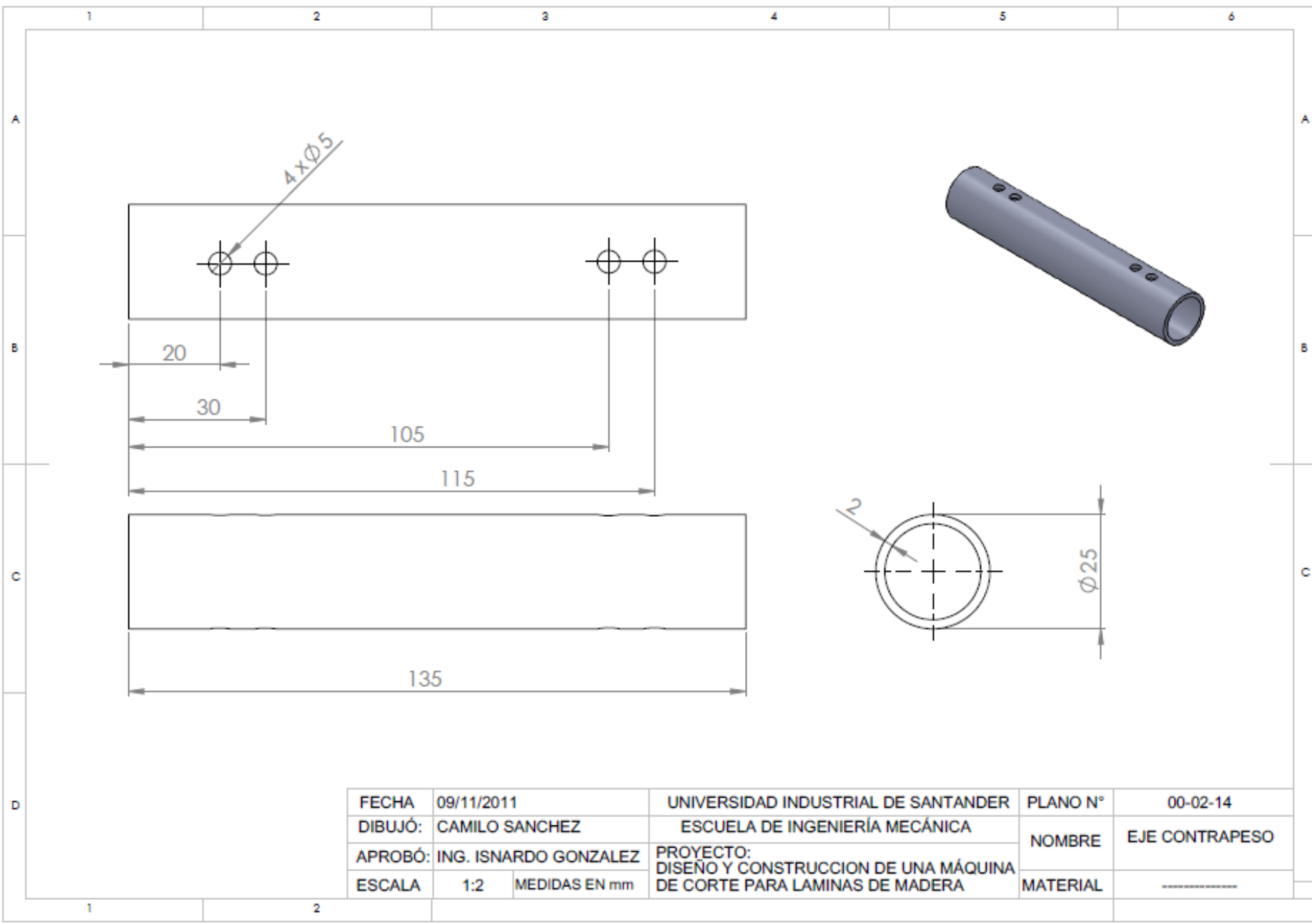


ITEM	NOMBRE	CANTIDAD
1	PESA 5 KGF	2
2	PESA 2.5 KGF	1
3	EJE CONTRAPESO	1
4	PIN CHAVETA 3/16" X 3"	2

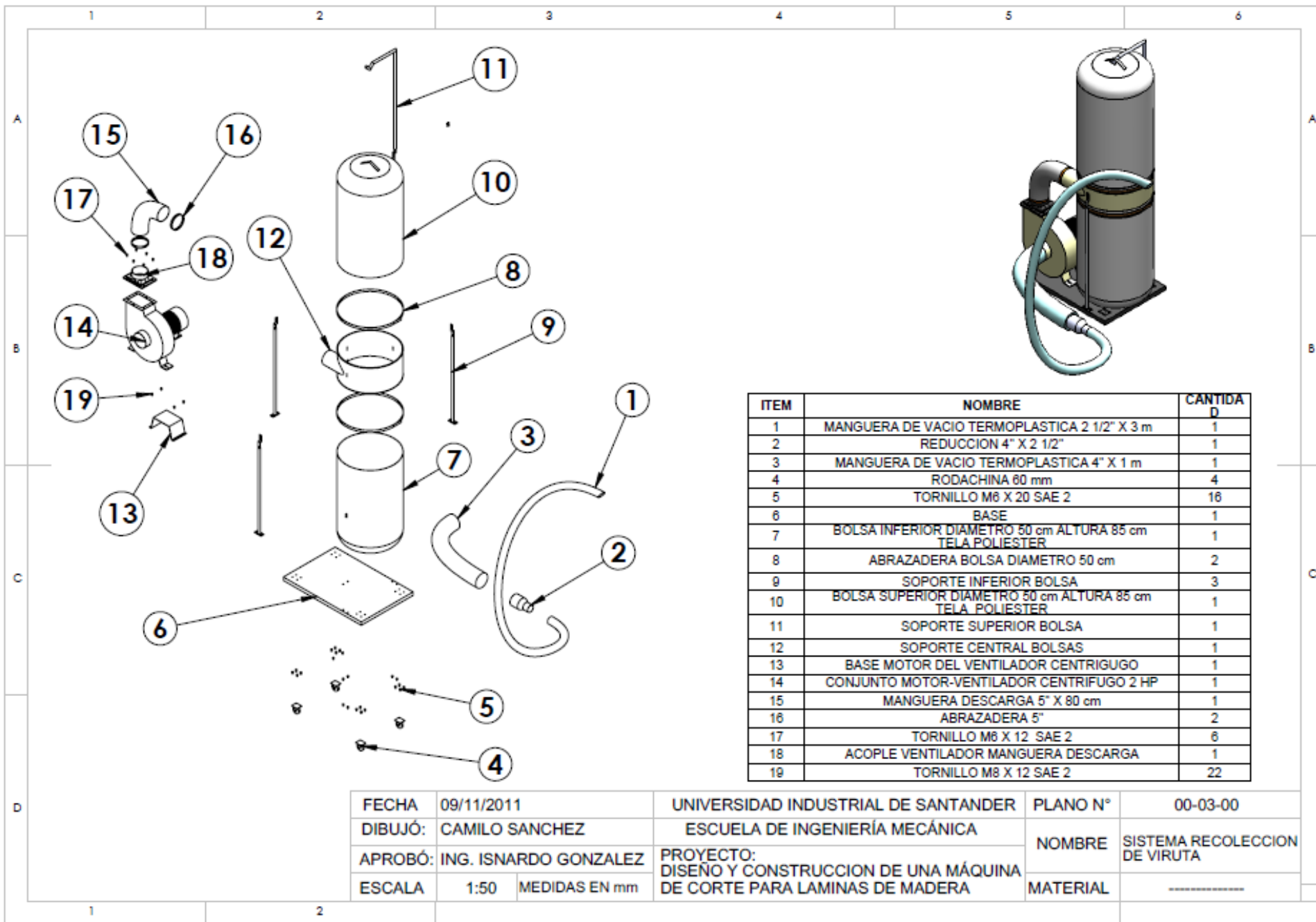
FECHA	09/11/2011	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	PLANO N°	00-02-12
DIBUJÓ:	CAMILO SANCHEZ	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	NOMBRE	ENSAMBLE CONTRAPESO
APROBÓ:	ING. ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO: DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA DE CORTE PARA LAMINAS DE MADERA		
ESCALA	1:5	MEDIDAS EN mm	MATERIAL	-----

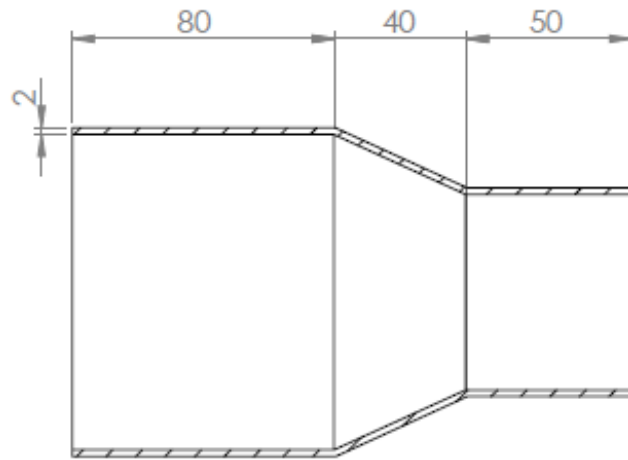


FECHA	09/11/2011	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	PLANO N°	00-02-14
DIBUJÓ:	CAMILO SANCHEZ	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	NOMBRE	PESA 2.5 KGF
APROBÓ:	ING. ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO:	MATERIAL	FUNDICION HIERRO
ESCALA	1:5	MEDIDAS EN mm		

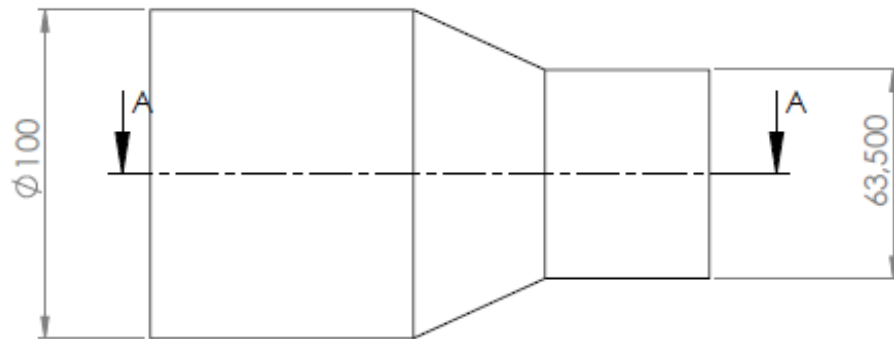
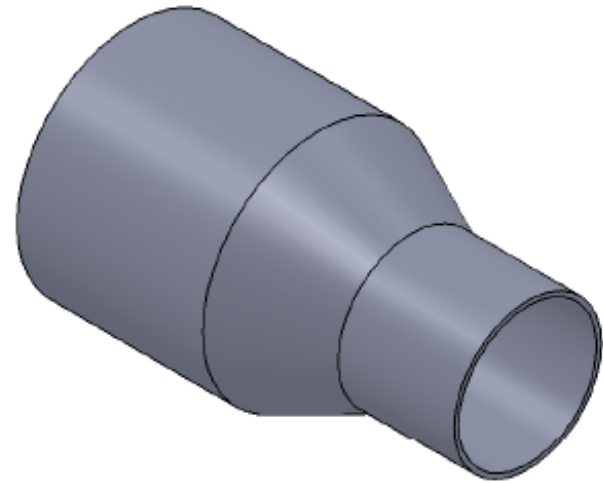


FECHA	09/11/2011	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	PLANO N°	00-02-14
DIBUJÓ:	CAMILO SANCHEZ	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	NOMBRE	EJE CONTRAPESO
APROBÓ:	ING. ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO: DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA DE CORTE PARA LAMINAS DE MADERA	MATERIAL	-----
ESCALA	1:2	MEDIDAS EN mm		

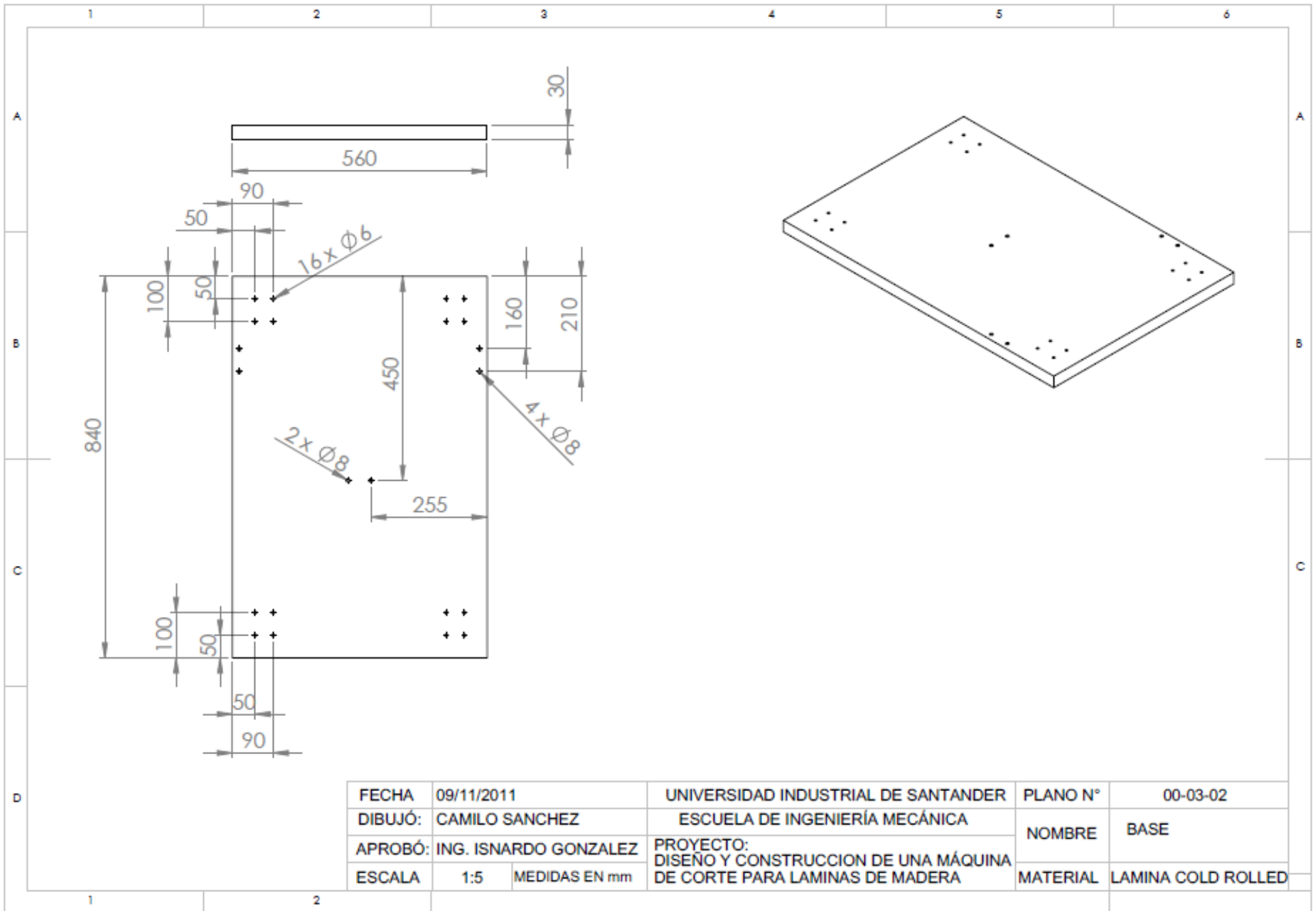


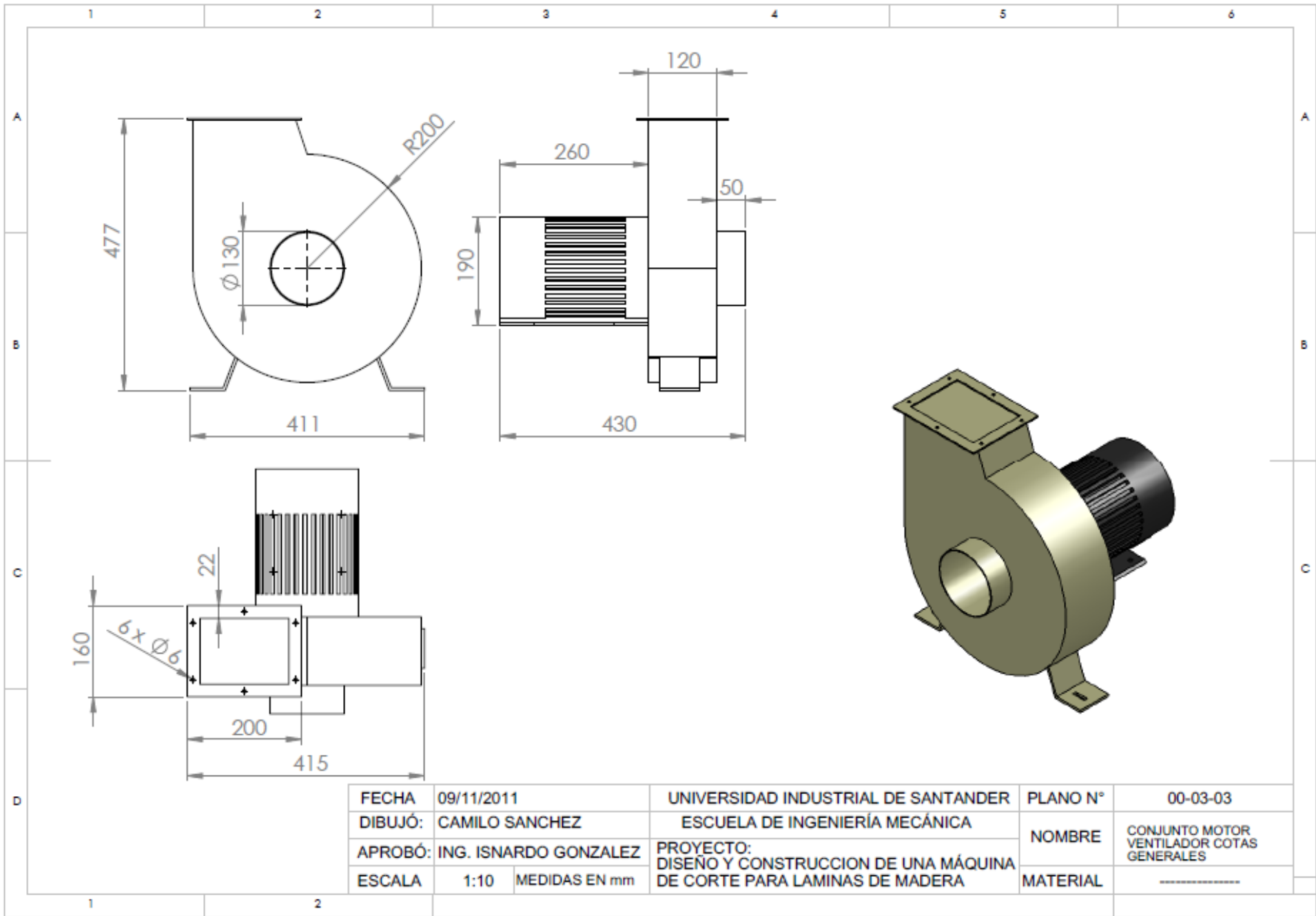


SECCIÓN A-A

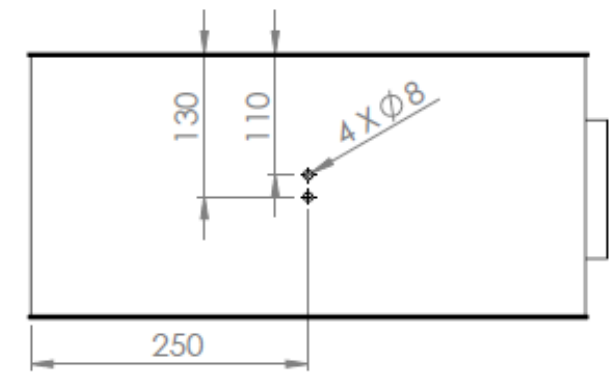
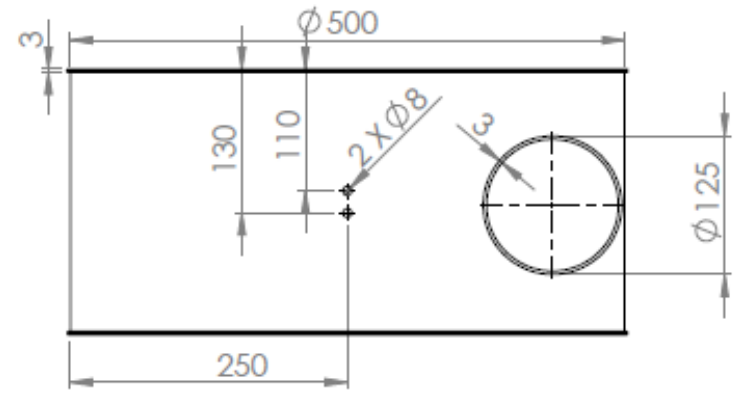
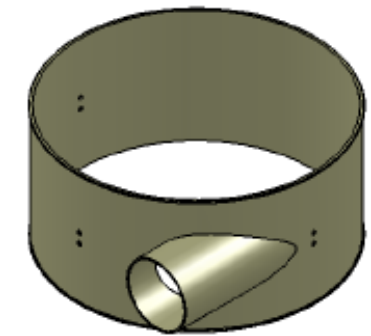
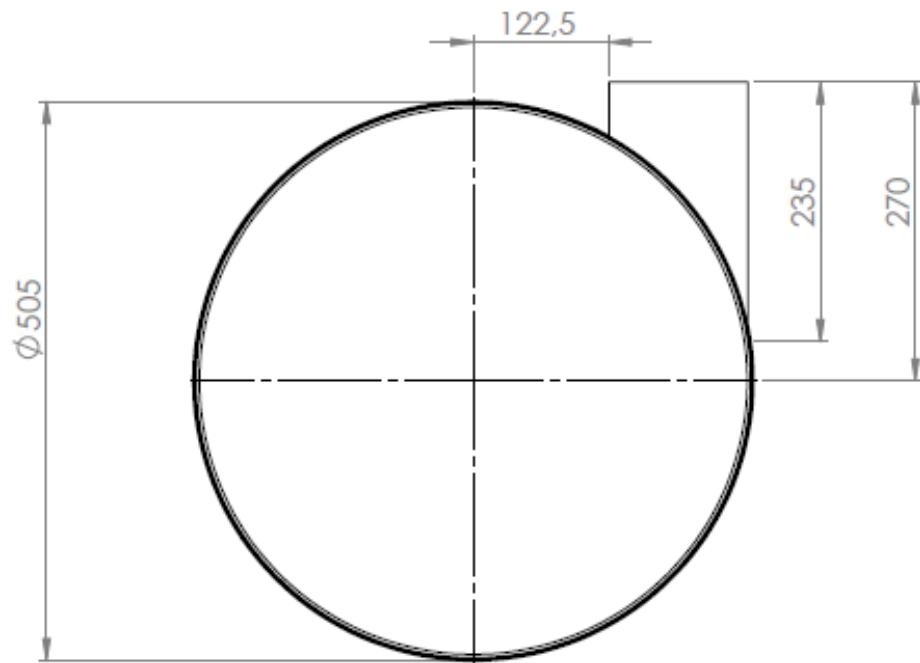


FECHA	09/11/2011	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	PLANO N°	00-03-01
DIBUJÓ:	CAMILO SANCHEZ	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	NOMBRE	REDUCCION 4" X 2 1/2"
APROBÓ:	ING. ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO: DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA DE CORTE PARA LAMINAS DE MADERA	MATERIAL	LAMINA COLD ROLLED
ESCALA	1:2	MEDIDAS EN mm		





FECHA	09/11/2011	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	PLANO N°	00-03-03
DIBUJÓ:	CAMILO SANCHEZ	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	NOMBRE	CONJUNTO MOTOR VENTILADOR COTAS GENERALES
APROBÓ:	ING. ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO:	MATERIAL	-----
ESCALA	1:10 MEDIDAS EN mm	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA DE CORTE PARA LAMINAS DE MADERA		



FECHA	09/11/2011	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	PLANO N°	00-03-03
DIBUJÓ:	CAMILO SANCHEZ	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA	NOMBRE	SOPORTE CENTRAL BOLSA
APROBÓ:	ING. ISNARDO GONZALEZ	PROYECTO:	MATERIAL	LAMINA COLD ROLLED
ESCALA	1:20 MEDIDAS EN mm	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA MÁQUINA DE CORTE PARA LAMINAS DE MADERA		